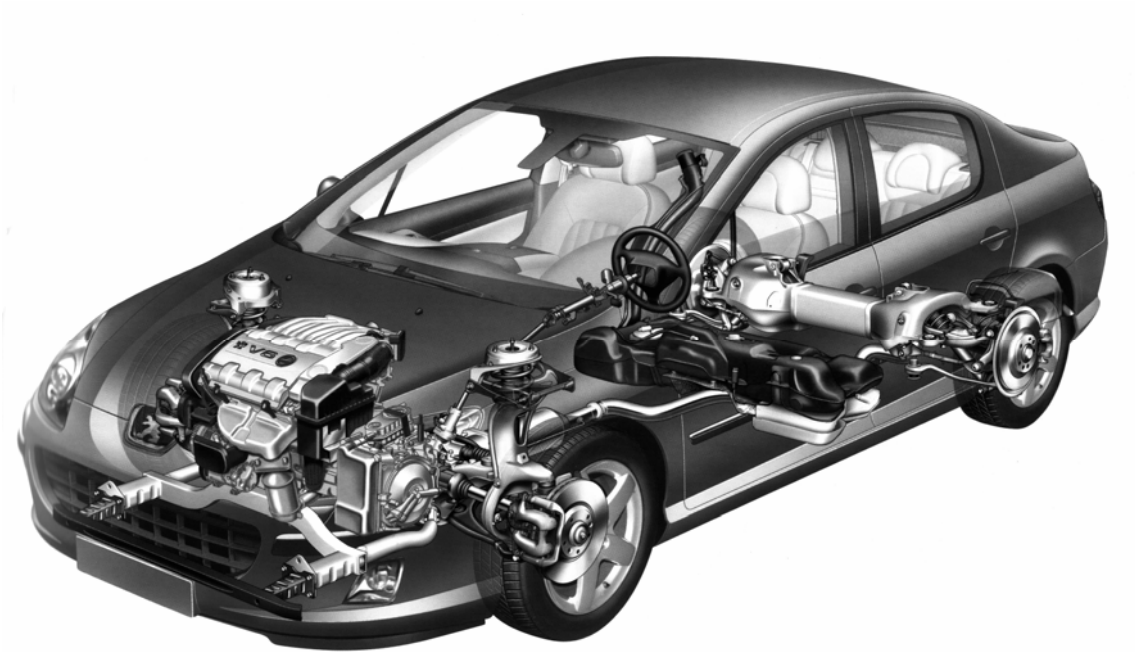


Zinner György

# GÉPJÁRMŰVEK ERŐÁTVITELI BERENDEZÉSEI



Tankönyvmester Kiadó  
2005

**Zinner György**  
**Gépjárművek erőátviteli berendezései**

Tankönyvmester kiadó  
2005

## TARTALOMJEGYZÉK

Bevezetés.

1. Gépjárművek erőátviteli rendszerének feladatai, fő részei, elrendezési változatai.
  - 1.1. Hátsó kerék hajtás
    - 1.1.1. Orrmotoros hajtás
    - 1.1.2. Tolócsöves hajtás
    - 1.1.3. Farmotoros hajtás
    - 1.1.4. Középmotoros hajtás
    - 1.1.5. Padló alatti hajtás
  - 1.2. Első kerék hajtás (fronthajtás)
  - 1.3. Összkerék-hajtás
    - 1.3.1. Állandó összkerék-hajtás
    - 1.3.2. Bekapcsolható összkerék-hajtás
2. A tengelykapcsolók
  - 2.1. A gépjármű tengelykapcsolók feladata, csoportosítási szempontjai, csoportosítása, konstrukciós változatai.
  - 2.2. Mechanikus (súrlódásos) tengelykapcsolók szerkezete és működése.
    - 2.2.1. A mechanikus tengelykapcsolókkal szemben támasztott műszaki követelmények.
    - 2.2.2. A kúpos tengelykapcsolók. A kúpos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték számítása.
    - 2.2.3. Egytárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 2.2.4. A kéttárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 2.2.5. A többtárcsás (lamellás) tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 2.2.6. A mechanikus tengelykapcsolók működtető (kiemelő) szerkezeteinek konstrukciós változatai.
    - 2.2.7. Mechanikus tengelykapcsolók méretezése.
    - 2.2.8. A centrifugális (önműködő) tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
  - 2.3. Hidrodinamikus tengelykapcsolók.
    - 2.3.1. A hidrodinamikus tengelykapcsolók szerkezete működése, konstrukciós változatai.
    - 2.3.2. A hidrodinamikus tengelykapcsoló tulajdonságai.
    - 2.3.3. A hidrodinamikus tengelykapcsolók méretezése.
  - 2.4. Viszkó kapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai, alkalmazási területei.
  - 2.5. Tengelykapcsolók automatikus vezérlése.

- 2.5.1. Hidraulikus vezérlésű automatikus tengelykapcsolók.
  - 2.5.1.1. Elektro hidraulikus tengelykapcsoló szerkezete, működése.
  - 2.5.1.2. Cuplomatic kapcsoló szerkezete, működése.
- 2.5.2. Pneumatikus vezérlésű automatikus tengelykapcsolók.
  - 2.5.2.1. Vákuummal működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.
  - 2.5.2.2. Sűrített levegővel működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.
  - 2.5.2.3. Elektromos árammal működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.
  - 2.5.2.4. Kombinált vezérlésű automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.
- 3. Sebességváltó művek.
  - 3.1. A sebességváltóművek feladatai
  - 3.2. A sebességváltó művek módosítása, módosítás fokozatai
    - 3.2.1. A módosítási fokozatok, a fokozat ugrás meghatározása
  - 3.3. A differenciálművek módosítása
  - 3.4. Gépjárművek menetteljesítmény- és vonóerő diagramja
    - 3.4.1. Menetteljesítmény diagram
    - 3.4.2. Vonóerő diagram
    - 3.4.3. Fajlagos vonóerő (NFD) diagram
  - 3.5. Sebességváltóművek csoportosítási szempontjai és csoportosítása
  - 3.6. Mechanikus sebességváltóművek szerkezete és működése
    - 3.6.1. Fogaskerekes sebességváltóművek
      - 3.6.1.1. Tolókerekes sebességváltómű
      - 3.6.1.2. Tolóhüvelyes sebességváltómű
      - 3.6.1.3. Körmös kapcsolós sebességváltóművek
        - 3.6.1.3.1. Homlokfogazású körmös kapcsolók
        - 3.6.1.3.2. Tolóhüvelyes körmös kapcsolók
      - 3.6.1.4. Vonóékes sebességváltómű
      - 3.6.1.5. Motorkerékpárok sebességváltóművei
      - 3.6.1.6. Szinkronizált sebességváltóművek
        - 3.6.1.6.1. A szinkronizáló berendezéssel szemben támasztott műszaki követelmények
        - 3.6.1.6.2. Egyszerű szinkronizáló berendezések
        - 3.6.1.6.3. Reteszelt szinkronizáló berendezések
        - 3.6.1.6.4. Többlemezes, lamellás kapcsolók
    - 3.6.2. Szabadon futó szerkezetek
    - 3.6.3. Mechanikus sebességváltóművek kapcsoló szerkezetei
      - 3.6.3.1. A kapcsoló szerkezetek rögzítésének konstrukciós változatai



- 3.6.3.2. A kapcsoló szerkezetek reteszelésének konstrukciós változatai
- 3.6.3.3. A megfelelő sebességfokozat kiválasztása és kapcsolása
- 3.6.3.4. A sebességváltást segítő szervó berendezések szerkezete, működése, konstrukciós változata
- 3.6.4. Nehéz tehergépjárművek sebességváltóművei
  - 3.6.4.1. Gyorsító előtéttel ellátott sebességváltóművek szerkezete, működése, a fokozatok kapcsolása
  - 3.6.4.2. Szorzóváltóval ellátott sebességváltóművek szerkezete, működése, a fokozatok kapcsolása
- 3.6.5. A normál fogaskerékes sebességváltóművek szerkezeti egységeinek konstrukciós változatai
  - 3.6.5.1. Sebességváltó ház
  - 3.6.5.2. Tengelyek, csapágyak, csapágy beépítési irányelvek
- 3.6.6. Bolygóműves sebességváltók
  - 3.6.6.1. Belső fogazású bolygóművek
  - 3.6.6.2. Többfokozatú bolygóműves sebességváltó
  - 3.6.6.3. Külső fogazású bolygóművek
  - 3.6.6.4. A T Ford bolygóműves sebességváltója
  - 3.6.6.5. A bolygóműves sebességváltók szerkezeti egységeinek konstrukciós változatai
- 3.6.7. Fokozat nélküli mechanikus sebességváltóművek
  - 3.6.7.1. Variomatic váltó
- 3.7. Hidraulikus sebességváltóművek
  - 3.7.1. Hidrosztatikus sebességváltóművek
  - 3.7.2. Hidrodinamikus nyomatékvtó művek
    - 3.7.2.1. Komplex hidrodinamikus nyomatékvtó
    - 3.7.2.2. Többfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékvtók
    - 3.7.2.3. Direkt kapcsolású hidrodinamikus nyomatékvtó
- 3.8. Automata sebességváltók
  - 3.8.1. A hidromechanikus sebességváltó szerkezete, működése, vezérlése.
  - 3.8.2. A hidrodinamikus nyomatékvtó és mechanikus bolygóműves sebességváltó szerkezete, működése.
- 4. Kardántengelyek, homokinetikus csuklók
  - 4.1. Kardáncsuklók konstrukciós változatai.
    - 4.1.1. A Hook csukló (kardánkeresztes csukló)
    - 4.1.2. A Hardy tárcsák
    - 4.1.3. Gumibetétes csuklók
    - 4.1.4. Homokinetikus kardáncsuklók
- 5. Differenciálművek.
  - 5.1. A differenciálművek feladata.

- 5.2. Szimmetrikus differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
  - 5.2.1. A szimmetrikus differenciálművek szögsebesség, nyomaték és teljesítmény viszonyai egyenes menetben, kanyarban, az egyik kerék kipörgésekor, illetve ha a differenciál ház áll.
  - 5.2.2. A kúpkeres differenciálművek nyomaték és teljesítményviszonyai a belső súrlódás figyelembevételével
  - 5.2.3. Vonóerők megoszlása forduláskor
  - 5.2.4. Homlokkeres differenciálmű
  - 5.2.5. Differenciálzárak szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
- 5.3. Önzáró differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai
- 5.4. Növelt belső súrlódású differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
6. Osztóművek, véghajtások.
  - 6.1. Osztóművek feladata, szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 6.1.1. Fogaskeres osztóművek
    - 6.1.2. Differenciálműves osztóművek
      - 6.1.2.1. Aszimmetrikus differenciálművek
  - 6.2. Véghajtások feladata, szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 6.2.1. Haránt hajtóművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
    - 6.2.2. Oldalhajtóművek
    - 6.2.3. Tengelyhidak
7. Irodalomjegyzék

## **Bevezetés.**

A közúti gépjárművek és ezen belül a közúti gépjárművek erőátviteli be-  
rendezései (hajtás láncai), napjaink egyik legdinamikusabban fejlődő technikája.  
Így van ez hazánkban és külföldön egyaránt. Egyik napról a másikra jelennek  
meg a piacon újabbnál újabb közúti gépjármű típusok, épülnek, terjeszkednek a  
világban a hatalmas multinacionális cégek autógyárai, amelyek nagy darab-  
számban, kihasználva a tömeggyártás előnyeit, állítják elő a legkorszerűbb gyár-  
tó- és anyagmozgató eszközök, mondhatnánk gyártó rendszerek alkalmazásával,  
a közúti gépjárművek fő darabjait, alapvető szerkezeti elemeit, részegységeit.

Ez a fejlődés nem kerülte el hazánkat sem. Olyan nagy multinacionális  
cégek, mint a Suzuki, az Opel, az Audi, a Ford, a Denso nagyszámú szakembert  
foglalkoztató, autókat és részegységeket gyártó üzemei települtek hazánkba.  
Ezek a gyárak, üzemek, fejlett gyártó rendszereikkel, logisztikai rendszerükkel,  
infrastruktúrájukkal, egy új munka kultúrát is hoztak hazánkba.

Jelen tankönyv, e fejlődésben, fejlesztésben részt vállaló, a jövő szakem-  
berei középfokú képzéséhez kíván segítséget nyújtani.

A nagyszámú ábra, a szerkezeti és működési leírások biztosítják, hogy a  
viszonylag bonyolult szerkezeti elemekből álló erőátviteli rendszer felépítése,  
megismerhető, megérthető legyen.

A tankönyv részletesen foglalkozik a különféle tengelykapcsolókkal, se-  
bességváltó (nyomatékváltó) művekkel, kardántengelyekkel, homokinetikus  
csuklókkal, osztóművekkel, differenciálművekkel, véghajtásokkal, azok konst-  
rukciós változataival, csoportosításukkal, szerkezetükkel, működésükkel, a ve-  
lük szemben támasztott műszaki követelményekkel.

Ez a tankönyv jellegzetesen szerkezettannal foglalkozik. Több éves okta-  
tási tapasztalatomra is hivatkozva mondhatom azt, hogy a téma tanulmányozása  
során, egy-egy szerkezet megismerésének leghatékonyabb módja, a szerkezet  
önálló lerajzolása segédeszközök használata nélkül. Ez a tanulási folyamat a  
szerkezet működésének megértésén túl, nagymértékben segíti a műszaki kom-  
munikáció nyelvének, a géprajznak az alkotó alkalmazását is.

A téma hatékony tanulmányozásának feltétele az alapvető matematika, fi-  
zika, mechanika, géprajz-gépelemek előtanulmányok megléte.

A tankönyv részletes irodalomjegyzéke, a téma tanulmányozásának to-  
vábbi széles lehetőségeit is biztosítja.

Ez úton is szeretnék köszönetet mondani dr. Kégl Tibor docens úrnak a  
tankönyv elkészítésében nyújtott segítségével és a tankönyv gondos szakmai lek-  
torálásáért.

A szerző

## 1. Gépjárművek erőátviteli rendszerének feladatai, fő részei, elrendezési változatai.

A gépjárművek erőátviteli rendszerének alapvető feladata a különféle motorok által előállított hajtó nyomaték, hajtó teljesítmény eljuttatása a hajtott kerekekhez. A hajtott kerekek tapadó súrlódással kapcsolódva az útburkolathoz. A kerekeken jelentkező hajtó nyomaték a tapadó súrlódás révén alakul a burkolatra hajtóerővé. Ennek a súrlódó erőnek kell biztosítania, különféle menetviszonyok esetén, a gépjármű gördülő ellenállásának, a gyorsításnak, a légellenállásnak, az emelkedőn haladó gépjármű hajtásához szükséges megnövekedett vonóerőnek, egyszóval a menetellenállásoknak a legyőzését.

A gépjárművek erőátviteli rendszerének fő részei a következők:

- a motor és az erőátviteli rendszer össze és szétkapcsolását, a nyomaték átvitelét biztosító **tengelykapcsoló**
- a haladási sebesség és a motor fordulatszám és nyomatéki viszonyait összehangoló **sebességváltó**
- a rugózott felépítmény, melynek a hajtó motor is a része, valamint a kevésbé rugózott felfüggesztés között kialakuló hajtási szög és távolság változást áthidaló szöghiba mentes hajtást biztosító **kardántengelyek** és **homokinetikus csuklók**
- négy, vagy több kerekes hajtások esetén a hajtó teljesítményt, nyomatékot a tengelyekre elosztó **osztóművek**
- a hajtott kerekek csúszásmentes gördülését kanyarban is biztosító haránt-hajtóművel, vagy egy állandó módosítással ellátott **differenciálművek**
- nagy teherbírású tehergépjárművek, illetve vontatók esetén a hajtott kerekeknél beépített **véghajtások**

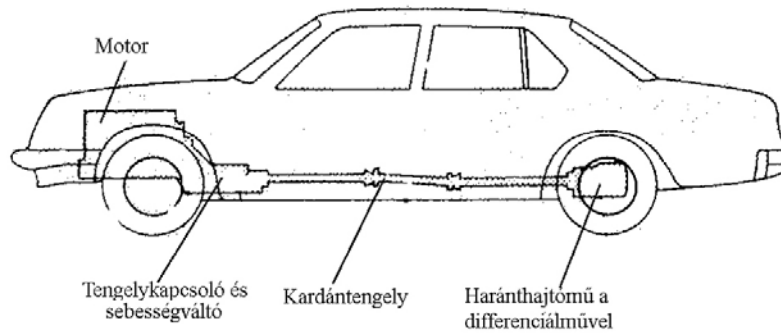
A gépjárművek erőátviteli rendszerének itt felsorolt részei a gépjárművön belül igen változatos elrendezésben kerülnek beépítésre. A továbbiakban egyszerűsített ábrákon, a leggyakoribb elrendezési változatok ismertetésére kerül sor.

### 1.1. Hátsó kerék hajtás

#### 1.1.1. Orrmotoros hajtás

Az orrmotoros hajtásnál a hajtó motor általában az első tengely felett, ritkábban előtte, vagy kevéssel mögötte helyezkedhet el. A motor főtengelye szinte kizárólag a haladás irányával párhuzamos. Az elrendezés előnye, hogy az elől elhelyezett motor hűtése egyszerűbb, valamint frontális ütközések esetén a motor és a motorház deformációja némileg fokozza az utastér védelmét. Hátránya az utastér alatt húzódó kardánalagút utastér csökkentő hatása. Ennél az elrendezésnél a gépjármű súlypontja többnyire az első tengelyhez kerül közelebb, ezért kanyarban az első kerekek fűvott gumiköpenyei jobban deformálódnak, nagyobb az úgynevezett kúszási szögük. Az ilyen elrendezésű gépkocsik többnyire alulkormányozottak, nagyobb sugarú íven fordulnak, mint az a kormány szögállásából következne. Ez vezetési szempontból inkább kedvezőnek mondható, szemben a túlkormányozott gépjárművekkel.

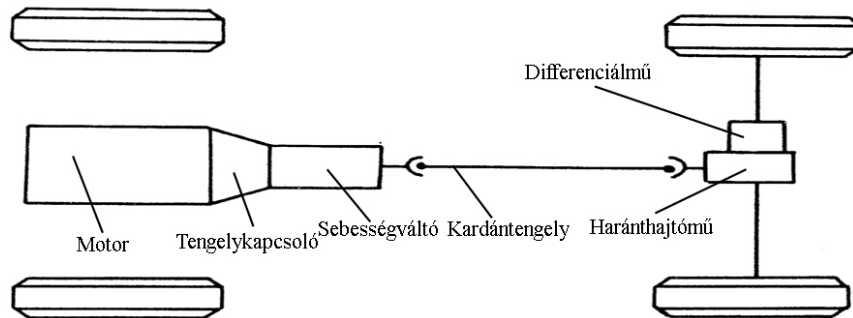
Az orrmotoros hátsókerék hajtás elrendezései a következő ábrákon láthatók:



1. 1 ábra Hátsókerék hajtás orrmotorral

Az 1. 1. ábrán a motor az első tengely fölött helyezkedik el. A motorhoz, annak főtengelyén lévő lendkerékhez csatlakozik az oldható tengelykapcsoló. A tengelykapcsoló meghajtja a hozzá kapcsolódó sebességváltó bemenő tengelyét (nyeles tengely). A sebességváltó kimenő tengelyéhez csatlakozik a kardántengely, melynek másik vége hajtja a differenciálművel egybe épített haránthajtóművet. A differenciálmű két napkereke a féltengelyekre vannak ékelve. A féltengelyek viszik át a nyomatékot a hajtott kerekre.

Ez az elrendezés látható az 1-2 ábrán látható blokksémán is.



1. 2 ábra Hátsókerék hajtás orrmotorral. Blokkséma.

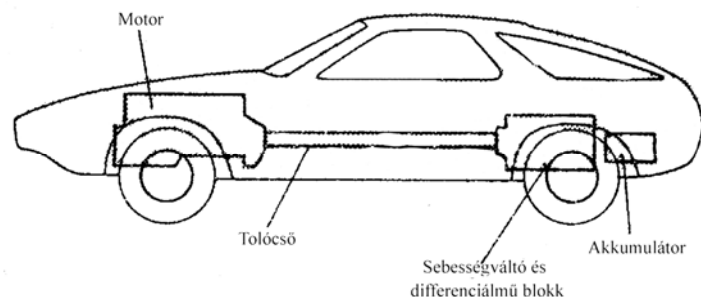
### 1.1.2. Tolócsöves hajtás

A tolócsöves hajtás elrendezésnél a motor és a tengelykapcsoló az első tengely felett helyezkedik el. A sebességváltó és a differenciálmű egy blokként a hátsó tengely felett helyezkedik el. A motort és a sebességváltó-differenciálmű blokkot nagyszilárdságú acélcső köti össze, mely csavarokkal rögzített karimákkal kapcsolódik a motorhoz és a sebességváltó és differenciálmű blokkhoz. Ez a tolócső. Ez a tolócső merev hajtó egységgé egyesíti a motort és a teljes erőátviteli rendszert. A tolócsőben, viszonylag hosszú, de karcsú tengely forog, koncentrikusan a tolócsővel. Fordulatszama megegyezik a motor fordulatszámával. Ez viszi át a hajtó nyomatékot, hajtó teljesítményt a sebességváltó bemenő tengelyére. A hajtó egység a gépjármű rugózott tömegének része. Ezzel a kevésbé rugózott tömeg kisebb, amely javítja az utazási komfortot. A differenciálműből a hajtó nyomatékot a kerekre a szöghajtást is biztosító féltengelyek viszik át.

Az elrendezés előnyei az orrmotor vonatkozásában a hatékony és egyszerű hűtés, a mereven összeépített, összekötött motor és erőátviteli rendszer frontális és

ráfutásos ütközés esetén egyaránt növeli a kocsiszekrény passzív biztonságát. További előnye, hogy a motor és az erőátviteli rendszer elrendezése miatt a gépjármű súlypontja a tengelytávolság felénél helyezkedik el, mely a legkedvezőbb, az úgynevezett semleges kormányzási tulajdonságokat eredményezi, vagyis a kanyarban az ív sugara minden sebességnél azonos és megfelel a mindenkori kormány szögállásnak.

A tolócsöves hajtás elrendezése látható az 1-3. ábrán.



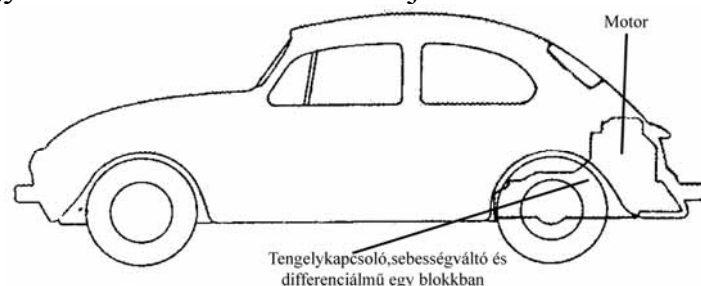
1. 3 ábra Tolócsöves erőátviteli rendszer elrendezése

### 1.1.3. Farmotoros hajtás.

A farmotorok a hajtott hátsó tengely fölött esetleg mögött vannak elhelyezve. A motor, a tengelykacso, a sebességváltó a differenciálmű rendszerint egy blokkot képez. Bokszer motor alkalmazása esetén ez a motor erőátvitel blokk helyigénye, főleg kereszt irányú elrendezése esetén nagyon kicsi is lehet.

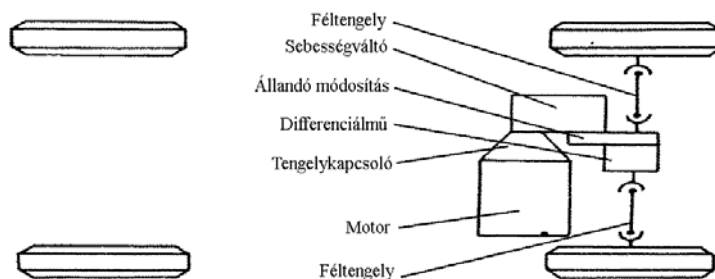
Előnye, hogy elmarad az utastér kényelmét csökkentő kardán alagút. Hátránya a csomagtér lecsökkent mérete, a motorhűtés bonyolultabb megoldási lehetőségei, az üzemanyag tartály elhelyezési nehézségei. Legkedvezőtlenebb tulajdonsága a nagyon nehezen korrigálható túlkormányozottság (autóversenyzők szeretik). A gépjármű súlypontja a hajtott hátsó tengelyhez kerül közelebb. Nagy sebességű kanyarban ezért a fúvott gumikerekek a hátsó kerekeken jobban deformálódnak, vagyis a kúszási szögük nagyobb, mint az első kerekeké. Ebből következik, hogy nagysebességű kanyarvételnél a gépkocsi a kormányzög-állásnál kisebb sugarú íven fordul. Ez normál üzemmenetben nehezen korrigálható, ezért személygépkocsiknál ritkán alkalmazzák. (VW bogár, Polski Fiat stb.)

Az 1-4. ábrán egy farmotoros hátsókerék hajtás elrendezése látható.



1. 4 ábra Farmotoros hátsókerék hajtás elrendezése

Az 1-5. ábrán egy közös blokkban elhelyezett farmotoros hajtás blokk-sémája látható.

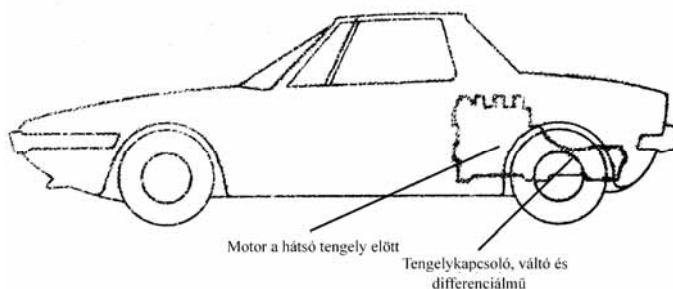


1. 5 ábra Közös blokkban elhelyezett farmotoros hajtás blokk-sémája

#### 1.1.4. Középmotoros hajtás

Sportkocsiknál és versenyautókban alkalmazott erőátviteli elrendezés. Előnye a súlypont kedvező, a semleges kormányzási tulajdonságokat biztosító elhelyezkedése. Hátránya a bonyolultabb hűtőrendszer, az utasteret szűkítő elrendezési helyzet, a motor és az erőátviteli berendezések nehezen hozzáférhetők. További hátránya az utastér passzív biztonságát is csökkentő deformációs elnyelő zónák csökkenése.

Az 1. 6 ábrán egy középmotoros motor és erőátviteli rendszer látható.



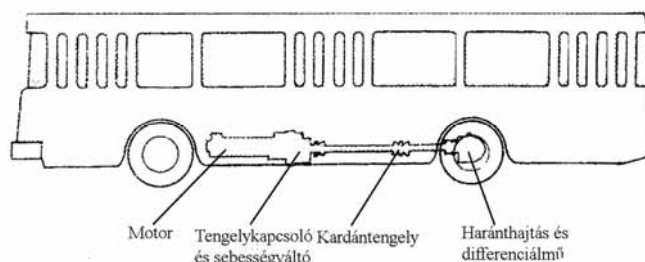
1. 6 ábra Középmotoros motor és erőátviteli rendszer

A motor, a tengelykapcsoló, a sebességváltó, a haránthajtómű a differenciálművel egy blokkot képez és a hátsó hajtott tengely előtt kerül elhelyezésre. A hajtóegység a gépjármű rugózott tömegének a része. A hátsó kerekeket a szöghibától mentes nyomaték átvitelére alkalmas, a differenciálmű napkerekeihez csatlakozó féltengelyek hajtják meg.

#### 1.1.5. Padló alatti hajtás

Alapvetően autóbuszok és tehergépjárműveknél alkalmazott elrendezés. Ennek az elrendezésnek sok előnye van. Többek között előny az alacsonyan elhelyezkedő súlypont, a jó helykihasználás, a tengelyterhelés kedvező elosztása, a motorhoz és az erőátviteli rendszerhez való egyszerű és könnyű hozzáférés.

Az 1. 7. ábrán egy autóbusz padló alatti hajtás elrendezése látható.



1. 7. ábra Autóbuszok padló alatti hajtás elrendezése

## 1.2. Elsőkerék hajtás (fronthajtás)

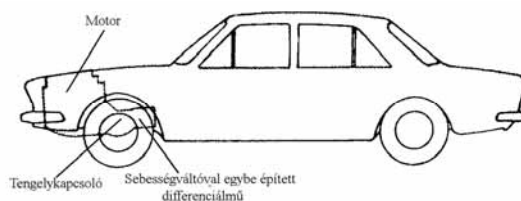
Elsőkerék hajtás (fronthajtás) esetén a motor, tengelykapcsoló, sebességváltó és differenciálmű egyetlen egységet, blokkot képez. Ez a motor és erőátviteli blokk, hajtás egység, elhelyezése történhet az első tengely előtt, az első tengely felett, illetve az első tengely mögött. Elhelyezése lehet hosszirányú ( a motor főtengelye párhuzamos a jármű haladási irányával), illetve keresztirányú (a motor főtengelye merőleges a jármű haladási irányára). Hátsó tengely feletti hajtóegység elrendezés és elsőkerék hajtás (fronthajtás) igen ritkán fordul elő, de mint lehetőség szóba jöhet.

Az elsőkerék hajtás (fronthajtás) számos előnnyel rendelkezik. Az egy blokkba épített hajtó egység (motor plusz erőátviteli rendszer) tömege kicsi, a hajtó nyomaték, teljesítmény a legrövidebb úton jut a motortól a kerekekhez, nincs szükség az utastér kényelmét csökkentő kardánalagútra. A motor kereszt irányú elhelyezése esetén a haránthajtást egyszerű homlokfogaskerék-pár helyettesíti. Ennél az elrendezésnél a motortér haladás irányú mérete csökkenthető, amivel csökken a kocsiszekrény első tengely előtti túlnyúlása, növelhető azonos tengelytáv és kocsiszekrény (karosszéria) méretek esetén az utastér nagysága és egyben az utazási komfortja.

További előnye, hogy a hajtás a gépkocsit nem tolja, hanem húzza, mely előny különösen csúszós úton, kanyarban és emelkedőn érvényesül.

Hátránya, hogy a féltengelyek kormányzott kerekeket hajtanak meg, ezért a szöghibától mentes hajtást viszonylag bonyolultabb úgynevezett homokinetikus csuklókkal felszerelt féltengelyekkel lehet megoldani.

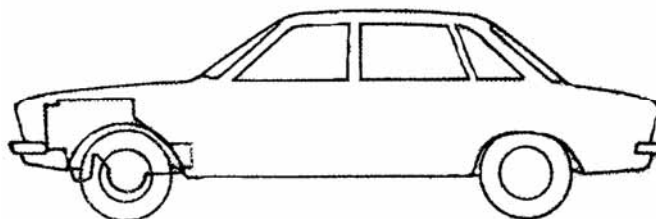
Az 1. 8 ábrán egy elsőkerék hajtás (fronthajtás) látható. A motor hosszirányú, az első tengely előtti elrendezésével. Jól látható, hogy ennél az elrendezésnél a kocsiszekrény túlnyúlása nagy.



1. 8 ábra Elsőkerék hajtás, a motor hosszirányú, az első tengely előtti elrendezésével



Az 1. 9 ábrán szintén elsőkerék hajtás (fronthajtás) látható, a motor szintén hosszirányú elrendezésű, de a hajtásblokk súlypontja az első tengely fölött helyezkedik el, ami csökkentheti a jármű alulkormányozottságát, a kocsiszekrény túlnyúlását.



1. 9 ábra Elsőkerék hajtás a motor hosszirányú, az első tengely feletti elrendezésével

Az 1. 10 ábrán szintén elsőkerék hajtás (fronthajtás) látható, a motor keresztirányú elrendezésű, a hajtásblokk súlypontja az első tengely fölött helyezkedik el, ami csökkentheti a jármű alulkormányozottságát, erősen csökkenti a kocsiszekrény túlnyúlását.



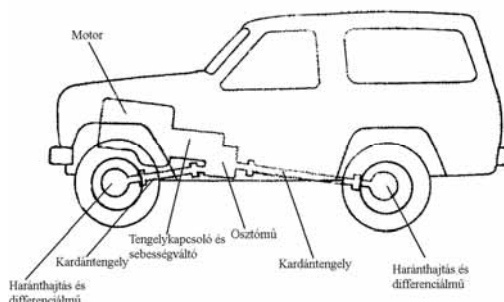
1. 10 ábra Elsőkerék hajtás (fronthajtás), a motor keresztirányú elrendezésű, a hajtásblokk súlypontja az első tengely fölött

### 1.3. Összkerék hajtás

#### 1.3.1. Állandó összkerék hajtás

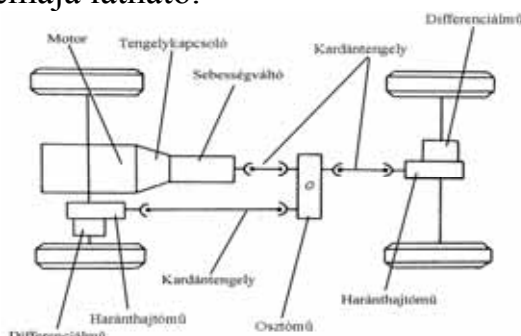
Az állandó összkerék hajtás esetén mind az első, mind a hátsó tengely hajtott. Az első és a hátsó tengelyeken lévő kerekek csúszásmentes gördülését, eltérő fordulatszámát különféle konstrukciós kialakítású központi differenciálmű, úgynevezett osztómű, vagy viszko tengelykapcsoló biztosítja, megakadályozva a hajtásláncban, az esetleges fordulatszám különbségekből adódó befeszüléseket, illetve a kerekek rendellenes kopását. A különféle tengelyeken lévő kerekek csúszás- és kipörgés mentes gördülése a gépjármű menetstabilitásának nagyon fontos feltétele. A négy hajtott keréken keresztül, kipörgés nélkül azonos tapadó súrlódás esetén lényegesen nagyobb kerületi erő gyorsíthatja, ezen túl javul az összkerék hajtású gépjárművek terepjáró képessége is.

Az 1. 11 ábrán egy összkerék hajtású személygépkocsi motor és erőátviteli rendszerének elrendezése látható.



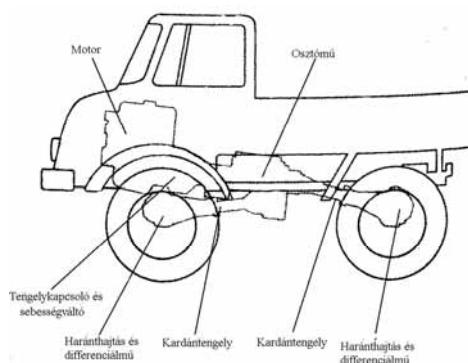
1-11. ábra Összkerék hajtású személygépkocsi motor és erőátviteli rendszerének elrendezése

Az 1. 12 ábrán egy összkerék hajtású személygépkocsi motor és erőátviteli rendszerének bloksémája látható.



1. 12 ábra Összkerék hajtású személygépkocsi motor és erőátviteli rendszerének bloksémája

Az 1. 13 ábrán Összkerék hajtású tehergépjármű erőátviteli rendszerének elrendezése látható.



1. 13 ábra Összkerék hajtású tehergépjármű erőátviteli rendszerének elrendezése

### 1.3.2. Bekapcsolható összkerék hajtás

Vannak olyan összkerék hajtás konstrukciók ahol az első, vagy a hátsó kerék-hajtás ki-be kapcsolható. A sebességváltó házra csavarozott osztóművön keresztül egy-egy kardántengely vezet az első, illetve a hátsó tengely elhelyezett haránt-hajtóművel egybeépített differenciálművekhez. Gyakran, a jobb terepjáró képesség biztosítása érdekében a differenciálművek differenciálzárral is el vannak látva, esetleg a két féltengely egymáshoz képesti elmozdulását, de az egyik kerék kipörgésének megakadályozását viszko tengelykapcsolók beépítésével oldják

meg. Központi differenciálmű, osztómű, hiányában száraz úton az összkerék hajtást nem szabad bekapcsolni. A tengelyhajtás ki-be kapcsolására a tengelyagyakban elhelyezett, kapcsolható szabadonfutó berendezések szolgálnak.

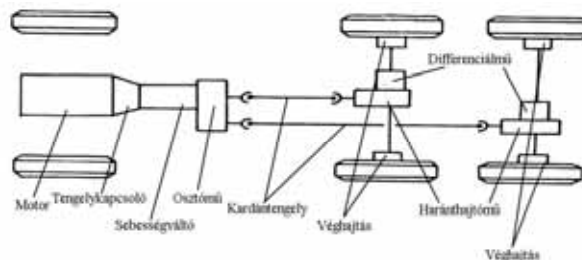
Viszko tengelykapcsolók alkalmazása esetén a második tengely hajtása automatikusan, a két tengely közötti jelentős fordulatszám eltérés esetén kapcsolódik be. A viszko tengelykapcsolók alkalmazása állandó összkerék hajtás esetében is gyakori.

Nagy tehergépjárműveken, haszongépjárműveken alkalmazott osztóművek a hajtó nyomaték, teljesítmény elosztásán túl egy állandó nagy lassító módosítást is tartalmaznak. Az első tengely hajtását csak nehéz terepviszonyok között, erős emelkedőkön kapcsolják be.

Három, vagy több tengelyes felfüggesztések esetén alapvetően a tengelyhajtások kétkonstrukciós elrendezése szokásos:

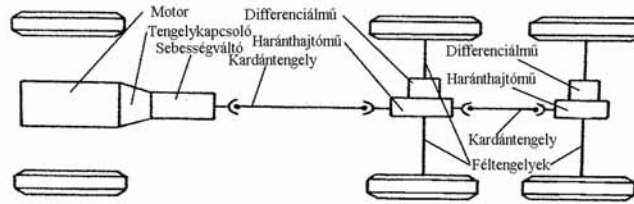
- Az egyik a párhuzamos hajtás. A párhuzamos hajtásnál minden tengelyt az osztóműhöz kapcsolódó, és a tengelyeken lévő haránthajtóművel egybeépített differenciálművet meghajtó kardántengely végzi.

Az 1. 14 ábrán egy háromtengelyes párhuzamos hajtás bloksémája látható, kiegészítve a kerékagyakban elhelyezett, állandó lassító módosítást biztosító véghajtóművekkel.



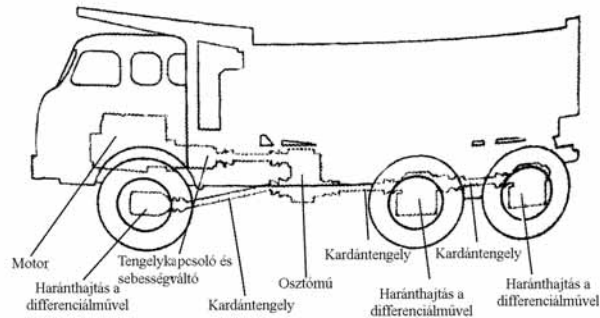
1. 14 ábra Háromtengelyes párhuzamos hajtás bloksémája véghajtóművekkel

- A másik, három, vagy többtengelyes hajtás igen gyakran alkalmazott elrendezési változata az úgynevezett tandemhajtás. Ennél a két hátsó tengely hajtását úgy oldják meg, hogy a sebességváltóból, háromtengelyes összkerék hajtás esetén az osztóműből meghajtott kardántengely a középső hátsó tengely haránthajtással egybeépített differenciálművét hajtja meg. A másik hátsó tengely hajtását, a középső hátsó tengely differenciálművével összekötött kardántengelyen keresztül nyeri, ahogy ez az 1. 15, illetve az 1. 16 ábrán is látható.



1. 15 ábra Két hátsó tengely soros, úgynevezett tandem meghajtásának blokksémája

Az 1. 16 ábrán egy három hajtott tengelyű tehergépjármű erőátviteli rendszerének elrendezése látható. A hátsó ikertengely tandem meghajtású.



1.16 ábra Három hajtott tengelyű tehergépjármű erőátviteli rendszerének elrendezése. A hátsó ikertengely tandem meghajtású.

### Ellenőrző kérdések:

- ✓ Az erőátviteli rendszer szerepe, feladata, elrendezési változatai.

## 2. A tengelykapcsolók

Tengelykapcsolónak pontosabban főtengelykapcsolónak a gépjárművek motorja és a sebességváltója között elhelyezett oldható tengelykapcsolót nevezzük. E főtengelykapcsolóról a továbbiakban, mint tengelykapcsolóról (kuplungról) azért beszélünk megkülönböztetett módon, mivel a gépjárművekbe további, több oldható, vagy nem oldható, merev, vagy rugalmas tengelykapcsolók is beépítésre kerülnek. Például a sebességváltók szinkronizáló berendezésének fontos rész-eleme a külső, vagy belső kúpos oldható tengelykapcsoló. Nagyon gyakran kerül alkalmazásra gépjárművek féltengelyeinél a rugalmas, szöghajtást is biztosító Hardy tárcsa is.

### 2.1. A gépjármű tengelykapcsolók feladata, csoportosítási szempontjai, csoportosítása, konstrukciós változatai.

A főtengelykapcsoló, továbbiakban tengelykapcsoló (kuplung) feladata a motor által előállított hajtó teljesítmény, hajtó nyomaték üzembiztos átvitele a motor teljes teljesítmény, illetve nyomaték tartományában a motor főtengelyéről a nyomatékváltó (sebességváltó) bemenő tengelyére. A tengelykapcsoló további fontos feladata a motor és a sebességváltó átmeneti szétkapcsolása indításkor, illetve sebességváltáskor. Az üzembiztos nyomatékátvitel biztosítása mellett, ugyanakkor a tengelykapcsolónak biztosítania kell a motor és az erőátviteli rendszer túlterhelések elleni védelmét, úgy, hogy extrém nagy terhelések esetén megcsúszik.

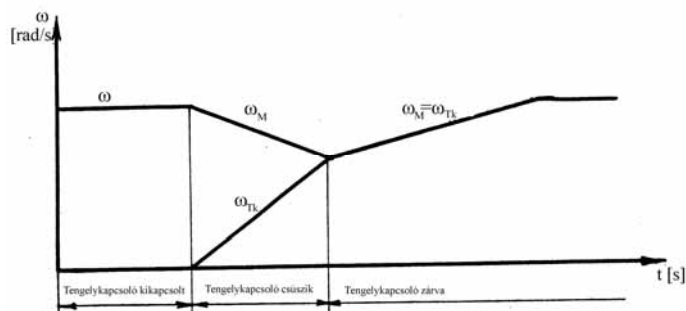
Azaz a tengelykapcsolók feladatai röviden a következők:

- A motor maximális nyomatékának üzembiztos átvitele a nyomatékváltóra (sebességváltóra)
- A sima, lágy, rángatás mentes indítás biztosítása, úgy, hogy a forgó motor főtengelyéhez kapcsolódó lendkerék és az álló sebességváltó bemenő tengelye közötti fordulatszám különbséget csúszással egyenlítse ki
- Sebességváltáskor a gyors szétkapcsolás és a kapcsolás utáni összekapcsolás biztosítása
- A belsőégésű motorok üzeméből eredő torziós lengések csillapítása
- Extrém nagy terhelések eseté a tengelykapcsoló megcsúszása, a motor, illetve az erőátviteli rendszer mechanikus védelme

A gépjárművek tengelykapcsolói alaphelyzetben zárt (bekapcsolt) állapotban vannak, melynek oldását a gépjármű vezetője végzi. A tengelykapcsoló oldása általában a tengelykapcsoló pedál (kuplung) lenyomásával történik. A tengelykapcsoló pedál működtetését a gépkocsivezető bal lábával végzi.

Indításkor a sebességváltó üres helyzetében a motort el kell indítani. A tengelykapcsoló pedál lenyomásával (bal lábbal) a motor függetlenné válik az erőátviteli rendszer többi részétől. A sebességváltót (nyomatékváltó) első sebességfoko-

zatba helyezve, a tengelykapcsoló pedál lassú felengedésével a tengelykapcsoló csúszik. E közben, a gázpedál jobb lábbal történő lenyomásával, a motor fordulatszámát addig kell emelni, hogy a belsőégésű motor jellegéből adódóan, annak teljesítménye, nyomatéka elérje a gépjármű indításához szükséges értéket. Ezen indítási folyamat alatt, a motor és a tengelykapcsoló kimenő tengelye szögsebesség változását mutatja az idő függvényében a 2. 1 ábra.



2. 1 ábra A motor és a tengelykapcsoló kimenő tengelyének szögsebesség változása az idő függvényében indításkor

A diagrammon jól látható, hogy a tengelykapcsoló kikapcsolt állapotában, indításkor a motor főtengelynek szögsebessége  $\omega_M$  a motor alapjárat fordulatához (750-850 fordulat/perc) tartozó szögsebesség. A tengelykapcsoló kimenő tengelyének (a sebességváltó úgynevezett nyeles tengelye) fordulatszáma és így a szögsebessége is 0. A tengelykapcsoló pedál lassú felengedésével a tengelykapcsoló csúszik és közben a motor szögsebessége  $\omega_M$  csökken a tengelykapcsoló kimenő tengelyének szögsebessége  $\omega_{TK}$  növekszik egészen addig míg a két szögsebesség nagysága egyenlővé nem válik  $\omega_M = \omega_{TK}$ . Ez az a pont ahol a tengelykapcsoló már nem csúszik, azaz a tengelykapcsoló zár, az eddigi csúszó súrlódás helyett a statikus súrlódás lép, mely lényegesen nagyobb nyomaték üzembiztos átvitelére képes. A tengelykapcsoló zárt állapotában a motor főtengelyének és a sebességváltó nyeles tengelyének fordulatszáma azonos. Fokozatos gázadással, a jobb oldali gázpedál óvatos lenyomásával a motor fordulatszáma a motor stabil működési tartományában tartható, illetve a további gázadással a gépjármű sebessége növelhető egészen addig, míg a motor nyomatéka nagyobb mint a menetellenállások nyomatéka.

A sebességfokozatok váltásakor is oldani kell a tengelykapcsolót, majd a kapcsolni kívánt fokozat bekapcsolása után ismét zárni kell azt. Természetesen a két tengely eltérő fordulatszámainak kiegyenlítéséig itt is csúsztatni kell a tengelykapcsolót, de sebességváltáskor a csúsztatás időtartama sokkal kisebb, mint induláskor. A tengelykapcsolót oldani kell az erőteljes (vész) fékezések esetén is, különben a motor leállna. Ugyanakkor a rövidebb fékút elérése ilyen esetben elsőrendű követelmény, ezért a ilyenkor a tengelykapcsoló oldása csak a vészfékezési folyamat végén megengedett. Eltérő esetben nem használható ki a mozgási energia elnyelésére a motor és az erőátviteli rendszer belső ellenállása, melyet szoktak motorféknek is nevezni.

További szerepe lehet a tengelykapcsolónak az, hogy a motor fordulatszámát a működési tartományban tartva, a bekapcsolt legkisebb sebességfokozathoz tartozó sebességnél kisebb sebességgel is lehessen haladni, a tengelykapcsoló folyamatos, finom csúsztatásával.

Extrém nagy terhelések esetén, például a motor dugattyújának beszorulása esetén, vagy a sebességváltóban fogaskerék törés esetén a gépjármű mozgási energiája az erőátviteli rendszer még épp elemeit is tönkre tehetné. Ennek megakadályozására szolgál az, hogy ilyen és az ehhez hasonló esetekben a tengelykapcsolónak meg kell csúsznia.

A 2. 2 ábrán egy belsőégésű motor teljesítmény és nyomaték jelleggörbéi láthatók a motor főtengely fordulatszámának a függvényében. Ez a jelleggörbe az úgynevezett teljes gáz diagram. Felvétele úgy történik, hogy gyakorlatilag padlógáznál (gázpedál a padlóig lenyomva) elkezdik fékezni a motor főtengelyét. Ezeket a görbéket motor fékpadon veszik fel. A fékező nyomaték és a motor fordulatszámának mérésével az M-el jelölt úgynevezett nyomatéki görbe pontjai a fordulatszám függvényében felvehetők. A fékező nyomaték és a hozzá tartozó mért fordulatszám ismeretében az adott fordulatszámhoz tartozó teljesítmény az alábbi összefüggéssel számítható.

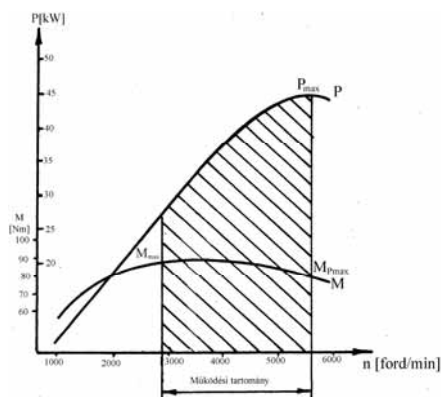
$$P = M \times \omega = M \times 2 \times \pi \times n \text{ [W]}$$

Ahol	M	a nyomaték	[Nm]
	$\Omega$	a szögsebesség	[1/sec]
	N	a fordulatszám	[fordulat/sec]

Ebből

$$P = M \times \frac{2 \times \pi \times n}{60 \times 1000} = \frac{M \times n}{9549} \text{ [kW]}$$

Ebben az összefüggésben a fordulatszámot nem az IS mértékrendszernek megfelelő egységben (fordulat/sec), hanem a gépjármű technikában gyakran alkalmazott fordulat/perc mértékegységben kell behelyettesíteni.



2. 2 ábra Belsőégésű motor nyomaték és teljesítmény jelleggörbéi

A 2. 2 ábra jól szemlélteti hogy teljes gáznál (teljes gáz diagram) a motor főtengelyének további fékezése esetén, elérve a maximális nyomaték értékét, a fordulat

latszám további csökkenéséhez már csökkenő nyomaték tartozik, ami a motor gyors leállítását, lefulladását jelenti. Ebből következik, hogy a motorműködési tartomány a maximális nyomatékhoz tartozó fordulatszámától a maximális teljesítményhez tartozó fordulatszámig terjed. Ez azt jelenti, hogy indításkor a gázpedál óvatos lenyomásával a fordulatszámot a motor működési tartományáig kell emelni. Ez a fordulatszám Otto motorok esetén 2600-3000 ford./perc, dízel motorok esetén 1750-2500 ford./perc.

A tengelykapcsolónak nagy biztonsággal csúszásmentesen át kell tudni vinni a motor nyomatékát a sebességváltóra, azaz a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték  $M_{Tk} > M_{Max}$ .

A gépjárművek tengelykapcsolói kivétel nélkül valamilyen súrlódás útján viszik át a motor nyomatékát a sebességváltóra. Ez a súrlódás lehet mechanikai súrlódás és folyadéksúrlódás.

Ezen egyszerűsítő megjegyzés ellenére a gépjárművek tengelykapcsolóinak igen nagyszámú konstrukciós változat fordul elő.

Ezért célszerű a tengelykapcsoló konstrukciókat különféle szempontok szerint csoportosítani.

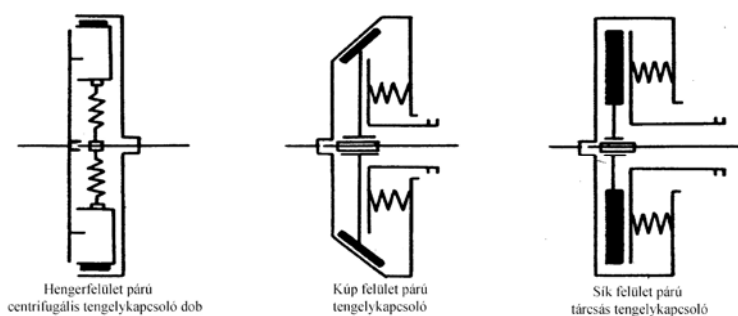
Az erőátvitel módja szerint a nyomaték átvitelt biztosíthatja:

- mechanikai súrlódás (csúszó súrlódás), ezek a mechanikus tengelykapcsolók.
- folyadéksúrlódás, vagy az áramló folyadék impulzusa ezek a hidraulikus tengelykapcsolók.

A mechanikus tengelykapcsolók csoportosítási szempontjai és csoportosítása:

- A súrlódó felület alakja szerint megkülönböztethetők a
  - henger alakú súrlódó felület pár
  - kúp alakú súrlódó felület pár
  - sík (tárcsa) alakú súrlódó felület pár

A 2. 3 ábrán a különféle felületű súrlódó felület párú jellegzetes tengelykapcsoló kialakítások láthatók.



2. 3 ábra Különféle súrlódó felület párú, oldható tengelykapcsolók konstrukciós változatai



- A súrlódó felület párok száma szerint megkülönböztethetők
  - egytárcsás (két súrlódó felület) tengelykapcsolók
  - kéttárcsás (négy súrlódó felület) tengelykapcsolók
  - több tárcsás, vagy lamellás tengelykapcsolók
- A súrlódó felület pár anyag párosítása szerint
  - súrlódó betét és fém
  - fém és fém szárazon, vagy olajban
  - fém és fém között mágnesezhető speciális vaspör töltet keverék
- A súrlódó felületeket összeszorító erő szerint
  - rugóerő
  - centrifugális erő
  - elektromágneses erőterét által létrehozott vonzóerő
- A tengelykapcsolót oldó mechanizmus működtetési módja szerint
  - mechanikus szerkezet, rudazat, vagy acélsodrony kötél (boowden)
  - hidraulikus működtető szerkezet, hidraulikus henger, hidraulika vezeték, hidraulikus munkahenger
  - pneumatikus működtető szerkezet, kompresszor, légtartály, légvezetékek, pneumatikus szelep és levegős munkahenger
  - elektromos működtetés, többnyire az elektromos áram mágneses hatásának alkalmazásával
- A vezérlés módja szerint
  - emberi erővel, többnyire lábpedállal
  - segédenergia felhasználásával, rásegítéssel (szervóval). A segédenergia lehet vákuum, nagy nyomású levegő, hidraulika, vagy villamos áram
  - automatikus vezérlés

A tengelykapcsoló konstrukciónál gyakran alkalmazzák a fenti csoportosítások különféle kombinációit is.

A folyadék súrlódását illetve az áramló folyadék impulzusát alkalmazó tengelykapcsolók a hidraulikus tengelykapcsolók. Csoportosításuk szempontjai is ennek megfelelőek.

- A folyadékok belső súrlódási viszonyainak, illetve annak törvényszerűségeinek alkalmazásával fejlesztették ki az úgynevezett viszko tengelykapcsolókat, vagy viszko kuplungokat. Ezeknél a szorosan egymás mellett elhelyezkedő, speciális kialakítású hajtó és hajtott lamellák között elhelyezkedő olajtöltésben, a hajtó és hajtott lamellák kerületi sebességkülönbség mértékétől függő nyíró feszültség jön létre. Nagy kerületi sebesség esetén nagyobb, azonos kerületi sebesség esetén pedig nulla. A

nyíró feszültség nagysága a kerületi sebesség különbségén kívül még függ az olajtöltet kinematikai viszkozitásától is. Ezért nevezik ezeket, a tengelykapcsolókat, viszko kapcsolóknak. A motor és a sebességváltó közé épített oldható tengelykapcsolóként, úgynevezett fő tengelykapcsolóként nem alkalmazható. Alkalmazási területe inkább a differenciálművek, illetve osztóművek két eltérő fordulatszámú tengelye közötti kapcsolódás, mely a kisebb fordulatszámú tengelyek felgyorsítását szolgálja.

Az áramló folyadék impulzusát használják ki a hajtó nyomaték átvitelére a hidrodinamikus tengelykapcsolók. Konstruktív alaptípusai a következők:

- mellékkamra nélküli hidrodinamikus tengelykapcsolók
- mellékkamrás hidrodinamikus tengelykapcsolók
- terelőlapátos hidrodinamikus tengelykapcsolók
- mechanikus tengelykapcsolóval kombinált hidrodinamikus tengelykapcsolók

## **2.2. Mechanikus (súrlódásos) tengelykapcsolók szerkezete és működése**

A következőkben a mechanikus tengelykapcsolók műszaki tulajdonságaival, szerkezetével, működésével és alapvető konstrukciós változataival foglalkozunk.

### **2.2.1. A mechanikus tengelykapcsolókkal szemben támasztott műszaki követelmények.**

- indításkor és sebességváltáskor üzembiztos, gyors szétkapcsolás
- különösképpen indításkor, de sebességváltás esetén is a sima, rángatás nélküli összekapcsolás
- összekapcsolt állapotban, normál üzemviszonyok esetén csúszás nélküli nyomaték, illetve teljesítmény átvitel
- extrém túlterhelés, az erőátviteli rendszer, vagy a motor üzemzavara esetén, megcsúszással biztosítsa az erőátviteli rendszer további elemei sérülésének elkerülését
- dinamikus erőhatásokat torziós (csavaró) lengéseket ne vigyen át, illetve azokat csillapítsa
- a felületeket összeszorító erő a súrlódó felületek kopásával ne csökkenjen
- a tengelykapcsoló hajtott részeinek tehetetlenségi nyomatéka kicsi legyen, hogy a sebességváltáskor, az összekapcsolandó fogaskerekek fordulatszám különbsége gyorsan lecsökkenjen, az úgynevezett szinkronizálás ideje kicsi legyen
- biztosítsa a könnyű és gyors összekapcsolást és szétkapcsolást
- egyszerű kivitel, gazdaságos gyártás, alacsony gyártási költség
- kis karbantartási igény, a kopott alkatrészek könnyű cserélhetősége

- üzembiztos működés, nagy élettartam

A tengelykapcsolóknak üzembiztosan, csúszásmentesen, át kell tudni vinni a motor maximális nyomatékát a sebességváltó bemenő tengelyére, ennek feltétele, hogy a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték ( $M_{Tk}$ ), nagyobb legyen mint a motor által leadott maximális nyomaték ( $M_{Max}$ ) Persze a tengelykapcsolókkal szemben támasztott azon követelmény, hogy extrém nagy terhelés esetén a tengelykapcsolónak meg kell csúsznia, ez a biztonság határait azért korlátozza. Képezve az

$$\frac{M_{Tk}}{M_{Max}} = \beta$$

viszonyt,  $\beta$  gyakorlatilag a tengelykapcsoló nyomatékátvitelének biztonsági tényezője. Ha  $\beta < 1$ , a tengelykapcsoló csúszik. Ha  $\beta = 1$ , a tengelykapcsoló éppen képes a motor maximális nyomatékának átvitelére. Ha  $\beta > 1$ , a tengelykapcsoló képes a motor maximális nyomatékának üzembiztos átvitelére. Ha sokkal nagyobb mint 1 ( $\beta \gg 1$ ) a tengelykapcsoló extrém nagy terhelések esetén sem csúszik meg, törést, mechanikai sérülést okozva esetleg a motor, vagy az erőátviteli rendszer egyéb szerkezeti elemeiben.

Szokás ezt a  $\beta$  biztonsági tényezőt, tengelykapcsolók esetén **nyomatékfelesleg tényezőnek** nevezni. Azaz a nyomatékfelesleg tényező

$$\beta = \frac{M_{Tk}}{M_{Max}}$$

A tengelykapcsolók méretezésénél különféle gépjárművek esetén különböző értékű nyomatékfelesleg tényezőket vesznek figyelembe.

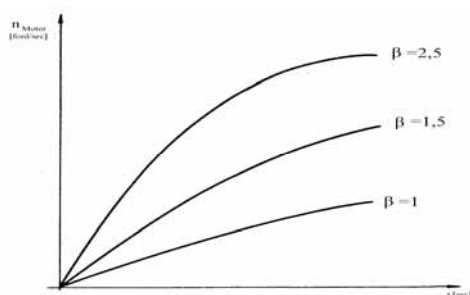
- motorkerékpároknál  $\beta = 1,5 \div 1,7$
- személygépkocsiknál  $\beta = 1,8 \div 2$
- tehergépkocsiknál  $\beta = 2,2 \div 2,5$
- autóbuszoknál  $\beta = 2,2 \div 2,5$

A tengelykapcsolóknak a nyomatékfelesleg tényezővel növelt átvihető nyomatéka, a motor maximális nyomatékán túl át kell, hogy vigye a felpörgetett motor mozgó tömegeiben, és a lendkerékben tárolt energiát is.

Figyelembe véve, hogy a tengelykapcsoló csúszásának megszűnése, tengelykapcsoló zárása esetén, a statikus súrlódási tényező értéke nagyobb, mint a csúszás során fellépő dinamikus súrlódási tényező, ez a nyomatékátvitelnek további biztonságot ad.

Az alkalmazott nyomatékfelesleg tényező nagysága erősen befolyásolja azt az időtartamot, amely a súrlódó kapcsolat kezdetétől a kapcsoló csúszásának befejezéséig tart. A 2. 4 ábrán a tengelykapcsoló hajtott tengelyének szögsebesség

növekedése látható az idő függvényében különféle nyomatékfelesleg tényezők esetén.



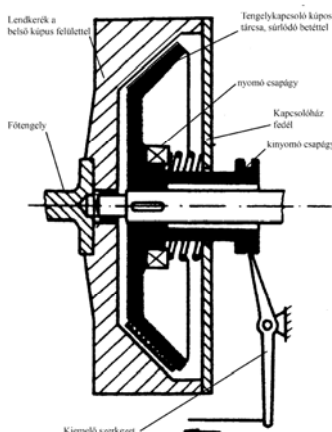
2. 4 ábra A tengelykapcsoló hajtott tengelyének szögsebesség növekedése különböző nyomatékfelesleg tényezők esetén

A tengelykapcsolók, függetlenül a hajtó és a hajtott tengely fordulatszámától (csúszás közben) mindig csak a közölt forgatónyomaték átvitelére képesek, a nyomaték módosítására, növelésére nem.

### 2.2.2. A kúpos tengelykapcsolók. A kúpos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték számítása.

A kúpos tengelykapcsolókat ma a motor és a sebességváltómű közé építve, fő-tengelykapcsolóként, igen ritkán alkalmazzák. Részletes tárgyalását mégis elengedhetetlenül szükségessé teszi, hogy a szinkronizált, illetve reteszelt szinkronizált mechanikus sebességváltó művekben a különböző sebességgel forgó fogaskerekek azonos sebességre történő gyorsítását, illetve lassítását, szinte minden esetben súrlódó, külső és belső kúpos, oldható tengelykapcsolókkal oldják meg.

A kúpos tengelykapcsolóknál a forgatónyomatékot két azonos kúpszögű, egymáshoz illeszthető belső, illetve külső kúpos felületű tárcsa között fellépő súrlódó erő viszi át. Egy kúpos tengelykapcsoló egy lehetséges konstrukciós megoldása a 2. 5 ábrán látható.



2. 5 ábra Kúpos tengelykapcsoló

A motor fő-tengelyének végéhez rögzített lendkeréken egy belső kúpos felületet alakítanak ki. Ehhez a felülethez, a nyomó csapágy közvetítésével, csavarrugó

szorítja a kúpos kialakítású kapcsoló elemet, mely sikló retesszel kapcsolódik a tengelykapcsoló kimenő tengelyéhez, mely az esetek többségében a sebességváltó bemenő tengelye, az úgynevezett nyeles tengely. A kúpos tengelykapcsoló tárcsa súrlódó felülete, súrlódó betéttel van ellátva a súrlódási tényező növelése érdekében. A súrlódó betét anyagával szemben követelmény az adott súrlódó felületek anyagpárosítása esetén a nagy súrlódási tényező, az összeszorító erő felvételére alkalmas nagy felületi terhelhetőség, csúszás esetén a nagy kopásállóság, és hőállóság, valamint a keletkező porok környezetet kevésbé károsító hatása. A kúpos kapcsolótárcsa a nyeles tengelyen lévő siklóretessen, illetve a nyeles tengelyen, tengely irányú elmozdulásra képes. A kiemelő szerkezet a kinyomó csapágó közvetítésével, képes a csavarrugó ellenében, a súrlódó felületet eltávolítani egymástól, megszüntetve a nyomatékátvitelt a motor főtengelye és a sebességváltó nyeles tengelye között.

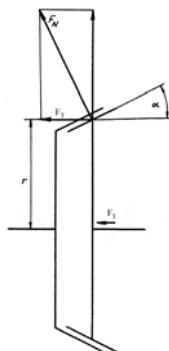
A kúpos tengelykapcsoló alaphelyzetben zárt, összekapcsolt állapotban van. Ebben a helyzetben a kiemelő kar és a kinyomó csapágó álló része kivételével minden elem csúszásmentesen együtt forog.

A kiemelő kar nyíl irányú elmozdításával a tengelykapcsoló kúpos tárcsáinak súrlódó felületei eltávolodnak egymástól. A súrlódó erő és ezzel a forgató nyomaték átvitele megszűnik. A tengelykapcsoló kiemelt állapotba kerül. Ebben a helyzetben továbbra is forog a motor főtengelyéhez rögzített lendkerék, forog a tengelykapcsoló ház fedele, forog az összenyomott csavarrugó is a nyomó csapágó forgó részével együtt. Áll a kúpos kapcsoló tárcsa a siklóretesszel ellátott nyeles tengely, áll a kinyomó csapágó mindkét fele is.

A súrlódó kúpos felületek fél kúpszögének csökkentésével, adott nyomaték átviteléhez egyre kisebb összeszorító erőre van szükség. A fél kúpszög bizonyos határon túli csökkentése esetén, az összeszorító erő igénye nullára csökken, a kúpos tengelykapcsoló önzáróvá válik, kiemelése bizonytalan. Ez egy oldható tengelykapcsoló esetén nem megengedett. Ezért van az, mint már említettem, hogy a kúpos tengelykapcsolókat, gépjárművek főtengelykapcsolójaként igen ritkán alkalmazzák.

### **Kúpos tengelykapcsolókkal átvihető nyomaték számítása:**

A 2. 6 ábrán egy kúpos tengelykapcsoló kinematikai vázlata látható.



2. 6 ábra Kúpos tengelykapcsoló kinematikai és dinamikai viszonyai

A két kapcsolódó súrlódó kúpos felületet  $F_T$  tengelyirányú erő szorítja össze. Az  $F_T$  erő hatására a súrlódó  $\alpha$  fél kúp szögű felület középpátmérőjében  $F_N$  a felületre merőleges úgynevezett normál erő ébred. Ezt a normál erőt  $F_N$  megszorozva a felületek között ébredő  $\mu$  súrlódási tényezővel, kapjuk a nyomatékátvitelt biztosító kerületi erőt. Ez a kerületi erő valójában a felület mentén megoszló erőrendszerként jelentkezik. Korrekt számítás esetén ez a megoszló erőrendszer, csak a közös felület súlyponti körén ható koncentrált erővel lenne helyettesíthető, de a kúpos tengelykapcsolók mérettartományában az alkalmazott egyszerűsítés a műszaki méretezés pontossági igényeit kielégíti. Ezekkel a kerületi erő

$$F_K = \mu \cdot F_N$$

Ebből

$$F_N = \frac{F_K}{\mu}$$

Ezekkel, a kúpos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték:

$$M_{Tk} = F_k \cdot r$$

Ebből

$$F_K = \frac{M_{Tk}}{r}$$

A 2. 6 ábrán látható vektor paralelogramma alapján

$$\frac{F_T}{F_N} = \sin \alpha$$

Ebből az adott  $M_{Tk}$  nyomaték biztosításához szükséges összeszorító tengely irányú erő  $F_T$

$$F_T = F_N \cdot \sin \alpha = \frac{F_K}{\mu} \cdot \sin \alpha = \frac{M_{Tk} \cdot \sin \alpha}{r \cdot \mu}$$

Illetve adott összeszorító erő  $F_T$  esetén a kúpos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték  $M_{Tk}$

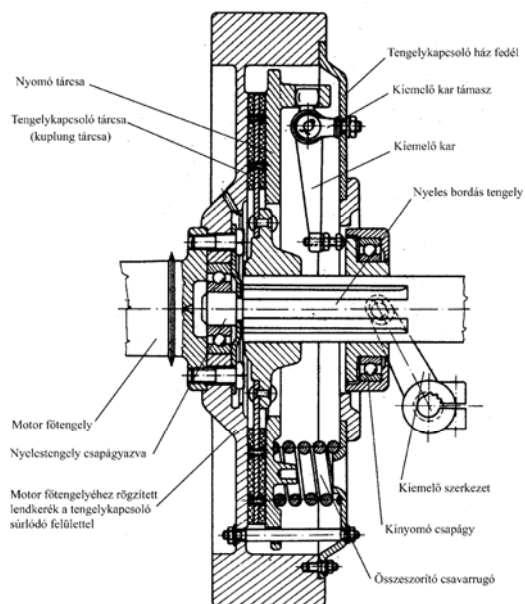
$$M_{Tk} = \frac{F_T \cdot r \cdot \mu}{\sin \alpha}$$

Ebből az összefüggésből látható, hogy a félkúpszög csökkentésével, azonos összeszorító erő esetén, növekszik a kúpos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték nagysága. A fél kúpszög csökkentésének határt szab, hogy amennyiben a  $\operatorname{tg} \alpha = \mu$ -vel vagyis a tengelykapcsoló fél kúpszöge  $\alpha$  kisebb, mint a súrlódási fél kúpszög  $\mu$ , a tengelykapcsoló az összeszorító erő megszűnése esetén sem old, a tengelykapcsoló önzáróvá válik.

Ezért a tengelykapcsolóknál alkalmazott súrlódó betétek és az általában öntöttvasból készült lendkerék közötti súrlódási tényező  $\mu=0,3$  esetén, a kúpos tengelykapcsolók félkúpszöge minden esetben nagyobb, mint  $\alpha = \operatorname{arctg} 0,3 = 17^\circ$ .

### 2.2.3. Egytárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

Gépjárműveken alkalmazott tengelykapcsolók közül még ma is a legelterjedtebb a száraz egytárcsás tengelykapcsoló. A tengelykapcsoló szerkezetét a 2. 7 ábra szemlélteti.



2. 7 ábra Száraz egytárcsás tengelykapcsoló

A motor főtengelyén lévő karimához (merev tengelykapcsoló) csavarkötéssel illeszkedik a lendkerék, melynek központosításáról illesztő csavarokkal gondoskodnak. A lendkerék anyaga többnyire öntöttvas, de készülhet acélból is. Erre a lendkerékre szokták rögzíteni azt a fogaskoszorút (ezen az ábrán nem látszik), melyhez a gépjármű indító villamos motorjának kis fogaskereke (bendix) csatlakozik. A lendkerék sebességváltó felőli homloklapján van kialakítva a tengelykapcsoló egyik kapcsolódó súrlódó felülete. A lendkerék agyában kialakított csapágyfészekben elhelyezett egysoros, mélyhornyú golyóscsapágyban fut a sebességváltó bemenő tengelyének, -nyeles tengelyének- egyik vége. A lendkerékhez csavarkötéssel csatlakozik a tengelykapcsoló ház fedele, mely rendszerint acéllemezből készül. A tengelykapcsoló ház fedeléhez vannak rögzítve a kiemelő karok (3 db) csukló szerkezete, melyek biztosítják a kiemelő karoknak, mint kétkarú emelőknél, a működését. A 2. 7 ábra szerinti szerkezetnél a tengelykapcsoló ház megmunkált fedélrögzítő csavar szárai biztosítják a nyomaték közvetítését a lendkerékről a nyomótárcsára, valamint a nyomótárcsa központosítását is. A nyomótárcsa anyaga is rendszerint öntöttvas. A kiemelő karok egyik végének gömbfelületű kiképzései csatlakoznak a nyomó tárcsán kialakított furatokhoz, a kiemelő karok másik végén lévő félgömb fejű csavarok feje csatlakozik a kinyomó csapágy forgó gyűrűjéhez. Az ellenanyával rögzíthető csavarral, a tengelykapcsoló holtjátéka állítható. A tengelykapcsoló ház fedelén és a nyomó tárcsán kialakított rugótányérok között helyezkednek el a nyomólapot a tengely-

kapcsoló tárcsával, illetve a lendkerék súrlódó felületével összeszorító nyomó, csavarrugók. A tengelykapcsoló tárcsa bordás agyhoz van szegecselve, mely a nyeles tengely bordázott részén tengely irányban (oldáskor, illetve záráskor) el tud mozdulni. Alaphelyzetben, zárt állapotban a súrlódó felületeken ébredő kerületi erő nyomatékát ez a bordás tengely-bordás agy kapcsolat viszi át a sebességváltó nyeles tengelyére. A tengelykapcsoló tárcsa acéllemezből készül, felületére szegeccseléssel, gyakran ragasztással súrlódó betéteket rögzítenek.

A száraz egytárcsás tengelykapcsoló működése során a motorral mindig együtt forgó részek a következők:

- a motor főtengelyéhez rögzített lendkerék az egyik súrlódó felülettel
- a tengelykapcsoló ház fedele, a rögzítő csavarokkal
- a nyomó tárcsa
- az összeszorító csavarrugók
- a kiemelő karok a csuklókkal

A száraz egytárcsás tengelykapcsoló alaphelyzetében, zárt állapotában, a csavarrugók a nyomó tárcsa közvetítésével a tengelykapcsoló tárcsát a lendkerék súrlódó felületéhez szorítják. Ez esetben a motor hajtó nyomatéka súrlódó erő révén a hajtott lendkerék és a szintén meghajtott nyomó tárcsa súrlódó felületéről a tengelykapcsoló tárcsa súrlódó felületeire jut. A hajtó nyomatékot a sebességváltó bemenő nyeles tengelyén kialakított bordás tengelyvégre a tengelykapcsoló tárcsa bordás agya viszi át.

Azaz a tengelykapcsoló alaphelyzetében, tehát zárt állapotban a motorral együtt forog még:

- a tengelykapcsoló tárcsa (kuplung tárcsa)
- a tengelykapcsoló kimenő, a sebességváltó bemenő nyeles tengelye.

A száraz egytárcsás tengelykapcsoló szétkapcsolása, oldása, szokták kiemelésnek is nevezni, úgy történik, a gépjármű vezetője a tengelykapcsoló pedált (bal szélső pedál) bal lábával padlóig nyomja. Ekkor a tengelykapcsoló működtető szerkezete (mechanikus rudazat, acélsodrony kötél, hidraulikus kiemelő szerkezet) a kinyomó csapágy álló részét tengely irányban elmozdul. A kinyomó csapágy másik gyűrűje a csavarral beállítható hézag elfogyása után, érintkezve a kiemelő karokkal, együtt forog azokkal. A kinyomó csapágy kiemeléskor forgó gyűrűje a tengely irányú erőt a kétkarú kiemelő karokra továbbítja. A kiemelő karok, másik vége a nyomó tárcsa erre a célra kialakított furatához csatlakozva, a csavarrugók ellenében, tengely irányban elmozdítják a nyomó tárcsát. Ekkor megszűnik a tengelykapcsoló tárcsát a forgó lendkerékkel és a nyomó tárcsával összeszorító erő és ezzel a nyomaték átvitel.

Azaz a tengelykapcsoló kiemelt, szétkapcsolt állapotában a motorral együtt forog még:



- a kinyomó csapágy kiemelő karokhoz csatlakozó forgó gyűrűje

A tengelykapcsoló szerkezet fő szerkezeti elemei a következők:

- A motor főtengelyéhez rögzített azzal mindig együtt forgó lendkerék. Anyaga általában vasöntvény, mely jól viseli, a tengelykapcsoló csúszásakor, a súrlódó felületén keletkező magas hőmérsékletet.

Kialakítása olyan, hogy nagy tehetetlenségi nyomatéka folytán, kiegyenlítsse a belsőégésű motorok működése során ébredő egyenlőtlen nyomaték viszonyokat.

Lehetőséget nyújt, a palástfelületén kialakított, vagy ahhoz rögzíthető fogaskoszorú segítségével, az elektromos önindító motor „bendix” fogaskerekének csatlakoztatására, ezzel a motor elindítására.

A tengelykapcsoló felőli homloklapfelületén kialakított súrlódó felület, biztosítja a motor nyomatéka egy részének átvitelét a tengelykapcsoló tárcsára.

A lendkerékben kimunkált henger alakú belső térben, a *tengelykapcsoló házban*, helyezkednek el, működésük során, a száraz egytárcsás tengelykapcsoló további elemei.

A lendkeréken átmenő, vagy menetes furatokhoz rögzíthető a tengelykapcsoló ház fedele. Sok esetben, a 2. 7 ábrán látható tengelykapcsoló esetében is, ezek a fedélrögzítő csavarok biztosítják a később részletezendő nyomó tárcsa illesztését, központosítását, illetve a motor nyomaték másik részének a nyomó tárcsára juttatását. Ezek oldhatják meg a nyomó tárcsa tengely irányú elmozdításának lehetőségét is.

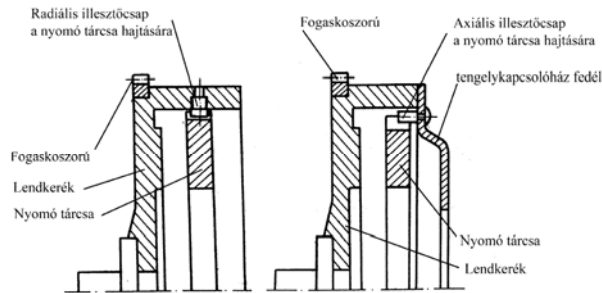
Általában a lendkerék agyában kerül kimunkálásra, a lendkerék kimenő, a sebességváltó bemenő, úgynevezett nyeles tengelyének megvezetésére szolgáló csapágy fészke is.

A lendkerék agy részében, a 2. 7 ábrán jól látható egy kis ferde furat. Ennek szerepe az, hogy a motor főtengely tömítésének meghibásodása esetén, a motorból kiszivárgó kenőolaj, ne juthasson a súrlódó felületek közé, előnytelenül lerontva, csökkentve a súrlódással átvihető nyomaték nagyságát. Ezen furaton keresztül, a forgó lendkerék üregében összegyűlt olaj, a rá ható centrifugális erő segítségével eltávolítható. Ezt a célt szolgálja a főtengely ábrázolt végén látható kis tengelyváll, mely szintén olajszivárgás esetén, leszórja a szivárgó olajt, megakadályozva annak a tengelykapcsoló házba jutását.

- A lendkerékkel és így a motorral mindig együtt forgó nyomó tárcsa.

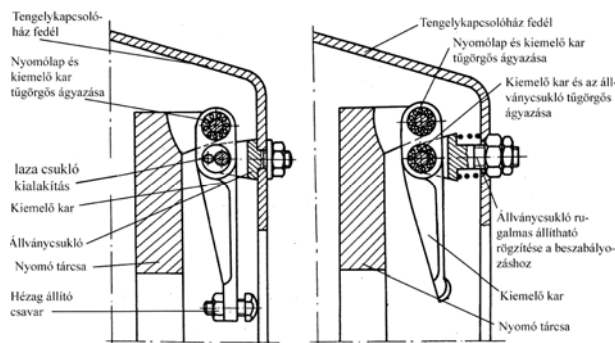
Anyaga általában vasöntvény, mely jól és deformáció mentesen viseli, a tengelykapcsoló csúszásakor a súrlódó felületén keletkező magas hőmérsékletet.

Funkcióit tekintve, fő feladata a motor nyomaték egyik felének átvitele súrlódó erő segítségével a tengelykapcsoló tárcsára. (kuplungtárcsa) Ennek megfelelően a motornyomaték egy része, a lendkerékről a nyomótárcsa peremén, lévő furatokon, átmenő csavarok közvetítésével, mint ahogy az a 2. 7 ábrán látható, vagy a nyomó tárcsán kialakított hornyokhoz csatlakozó radiális, vagy axiális, csapok, szegecsek, vagy csavarok közvetítésével kerül, mint az a 2. 8 ábrán is látható.



2. 8 ábra Nyomótárcsa hajtás konstrukciós változatai

Van olyan megoldás is, melynél a motor nyomatékának egy része a lendkerékhez rögzített tengelykapcsoló házról, a speciálisan kialakított, nyomatékátvitelre alkalmas kiemelő villák közvetítésével kerül a nyomó tárcsára. Ezen megoldás konstrukciós változatai láthatók a 2. 9 ábrán.



2. 9 ábra Nyomaték átvitelére is képes kiemelő kar konstrukciók

A nyomó tárcsát rugók szorítják a tengelykapcsoló tárcsán keresztül a lendkerék súrlódó felületéhez. Ehhez a nyomótárcsa tengelykapcsolóház-fedél felőli oldalán, csavar rugók esetén, a rugó tányér csatlakozására alkalmas felületet alakítanak ki.

A kiemelő karok acélból, néha sajtolt acéllemezből készülnek. A pontos oldal biztosítására 120 fokos osztással, három kiemelő kart alkalmaznak. Oldáskor a nyomólap három ponton történő elmozdítása, a kiemelő karok pontos beszabályozása esetén, biztosítja a súrlódó felületek egymástól történő párhuzamos elmozdítását. A 2. 9 ábrán a hajtónyomaték átvitelére is alkalmas kiemelő kar konstrukciók láthatók.

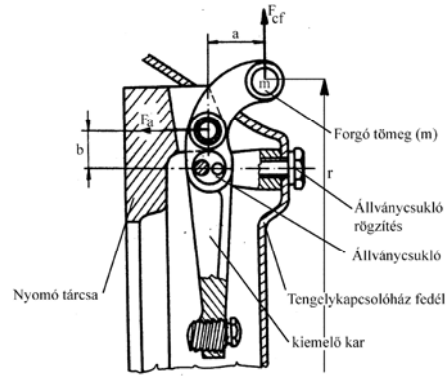
A kiemelő karokkal szemben támasztott legfontosabb alapkövetelmények:

- üzembiztos, beakadás, befeszüléstől mentes beépítés
- egyszerű, olcsó kialakítás
- a hajtó nyomaték egy részének, valamint a szorító rugók oldásához szükséges erő okozta igénybevételeknek megfelelő szilárdság.

A 2. 9 ábra bal oldalán látható kialakításnál a nyomótárcsa tügörgőkön keresztül csatlakozik a kiemelő karokhoz. A kiemelő karok befeszülését a kis mértékű radiális elmozdulást is megengedő speciális csapok akadályozzák meg. A megoldásnál a kiemelő kar furatát nagyobbra készítik, mint a hozzá illeszkedő csap átmérője. A tengelyirányú játék megakadályozására egy további rövid csapot helyeznek a kiemelő kar furatába, melynek átmérője pontosan a furat és a csap átmérőjének különbsége. Ez a megoldás a tengelykapcsoló oldásakor, nem enged tengely irányú játékot, ugyanakkor egy kis sugárirányú elmozdulást lehetővé téve, megakadályozza a kiemelő karok befeszülését. A nyomólap besabályozására a kiemelő karok végén lévő félgömb fejű állító csavarok szolgálnak. Ezek pontos besabályozásával érhető el, hogy a tengelykapcsoló szétkapcsolásakor, a nyomó tárcsa a lendkerék súrlódó felületével párhuzamosan mozduljon el axiális irányban. A kiemelő kar végén lévő félgömb fejű csavarok feje érintkezik szétkapcsoláskor a kinyomó csapágy forgó gyűrűjével és viszi át a tengelykapcsoló kiemeléséhez szükséges erőt a kiemelő karra.

A 2. 9 ábra jobb oldali kialakításánál a kiemelő kar mindkét furata tügörgőkön keresztül csatlakozik, egyrészt a nyomólaphoz, másrészt a tengelykapcsoló házhoz rugalmasan rögzített állványcsuklóhoz. A befeszülést éppen ez a rugalmas, némi elmozdulást is biztosító megoldás akadályozza meg. A nyomólap és a lendkerék súrlódó felületeinek párhuzamossága az állványcsuklót a tengelykapcsolóház-fedélhez rugalmasan rögzítő szerkezet ellenanyás csavarkötése segítségével szabályozható be. A kiemelő karok kinyomó csapágyhoz csatlakozó részét legömbölyítik, illetve gyakran a 2. 9 ábrán is látható csavaros állítási lehetőséggel látják el.

Nagy nyomatékok átvitelére alkalmas száraz tengelykapcsolók esetén az összeszorító rugóerő igény megnövekszik. Ez a tengelykapcsoló oldásához szükséges kiemelő erő növekedéséhez vezet. Gyakran alkalmazott megoldás tehergépjárműveknél, hogy a motor növekvő fordulatszámával, a növekvő összeszorító erő igényt, speciálisan kialakított kiemelő karokra ható centrifugális erővel egészítik ki. Egy ilyen kiemelő kar konstrukciós megoldás látható a 2. 10 ábrán. Az ilyen, úgynevezett félcentrifugális tengelykapcsolók kiemelő karjainak kissé meghajlított végein forgó tömegek vannak elhelyezve. A kiemelő karok a nyomótárcsához tügörgős ágyazással kapcsolódnak. A kiemelő karok állványcsuklót, a tengelykapcsolóház fedeléhez csavarokkal rögzítik.



2. 10 ábra Félcentrifugális tengelykapcsoló kiemelő kar

A forgó  $m$  tömegre ható  $F_{cf}$  centrifugális erő hatására fellépő összeszorító erő növekmény az egykarú emelőre ható nyomatéki egyensúlyi összefüggésből számítható:

$$F_a \cdot b = F_{cf} \cdot a$$

Ebből az összeszorító erő többlet  $F_a = \frac{a}{b} \cdot F_{cf}$  [N] számítható.

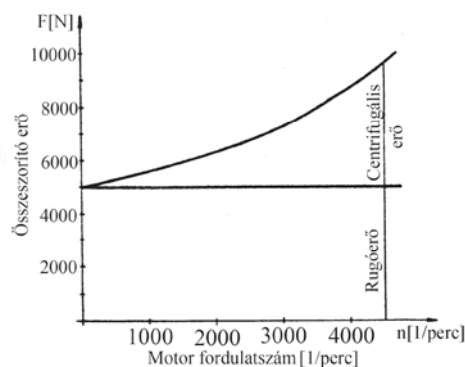
A centrifugális erő  $F_{cf} = m \cdot r \cdot \omega^2$  [N] ismeretében  $F_a = \frac{a}{b} \cdot m \cdot r \cdot \omega^2$  [N]

ahol  $\omega$  [1/sec] a szögsebesség.

A gépjármű technikában gyakran a motor percnkénti fordulatszáma használatos. A percnkénti fordulatszám a szögsebességből a következő összefüggéssel számítható:

$$n = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \omega \text{ [1/perc]}$$

Fenti összefüggésekből látható, hogy a félcentrifugális tengelykapcsolóknál az összeszorító erő a motor fordulatszámának négyzetével arányosan változik. Ez a változás a fordulatszám függvényében egy másodfokú parabola segítségével ábrázolható, mint az a 2. 11 ábrán látható.



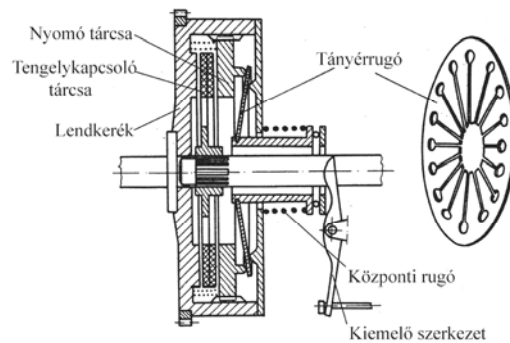
2. 11 ábra A tengelykapcsoló tárcsát összeszorító erő változása a motor fordulatszámának függvényében félcentrifugális tengelykapcsolók esetén

A 2. 11 ábrán látható, hogy az összeszorító rugók 5000 N állandó nyomóerejét kiegészíti, ahhoz hozzáadódik, 4500 fordulat/perc esetén az összeszorító erő csaknem megduplázódik, nagy biztonsággal megakadályozva a tengelykapcsoló tárcsa megcsúszását különösen nagy fordulatok esetén.

Nem kedvező viszont, hogy induláskor, mikor a legnagyobb a gyorsításhoz szükséges nyomaték, nem növeli az összeszorító erőt, s nem kedvező az sem, hogy nagyon nagy fordulatok esetén bekövetkező extrém terhelés hatására, megakadályozhatja a tengelykapcsoló megcsúszását. Ezen hátrányok miatt alkalmazási területe korlátozott.

A száraz tengelykapcsolóknál, az összeszorító erőt gyakran csavarrugók biztosítják. A csavarrugóknak akkor is szolgáltatniuk kell a megfelelő összeszorító erőt a szükséges nyomaték átvitelére, ha súrlódó betétek és a súrlódó további felületek erősen megkoptak, illetve a súrlódó betétek felülete a hőtől megkeményedett, kifényesedett, a súrlódási tényezője lecsökkent. Ezért az erre alkalmazott csavarrugók hosszát, átmérőjét és menetszámát e követelmények figyelembevételével kell megállapítani. Többnyire többmenetű lágyabb rugók beépítése indokolt.

A száraz egytárcsás tengelykapcsolóknál az összeszorító erő biztosítására igen gyakran alkalmaznak a csavarrugók helyett egyetlen tányérrugót. A tányérrugó alkalmazásának egyik konstrukciós változata látható a 2. 12 ábrán. Az enyhén kúpos tányérrugó a nyomótárcsa és a tengelykapcsolóház fedele között helyezkedik el.



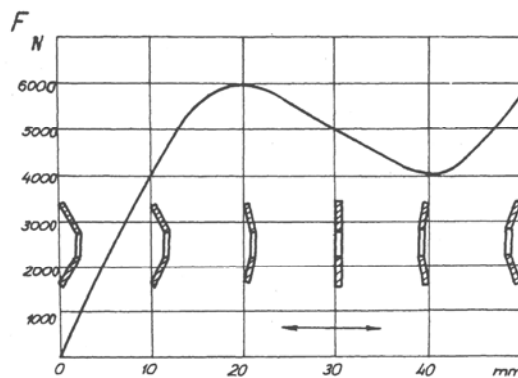
2. 12 ábra Központi rugós rugótányéros tengelykapcsoló. Kiemelt állapot.

A közvetett rugóterhelésű tengelykapcsolóban egy darab központi csavarrugó van. Ez a csavarrugó, hat az enyhén kúpos, és a nyomótárcsa és a tengelykapcsolóház fedél között elhelyezkedő tányérrugóra. A 2-13. ábrán a kiemelő szerkezet, a központi összeszorító erőt biztosító csavarrugó ellenében, a kinyomó csapágyon keresztül a lendkerék irányában, tengely irányban elmozdítja a kiemelő hüvelyt. Ennél a szerkezetnél a kiemelő hüvely mindig együtt forog a motorral. A kiemelő hüvely belső éle enyhén a lendkerék irányában előre nyomja az enyhén kúpos tányérrugó rugó szegmenseinek belső élét. A csonka kúp alakú tányérrugó csúcsa kiemelt állapotban a lendkerék irányába mutat. A tengelykap-

csoló zárásakor, a tengelykapcsoló pedál felengedésekor, a központi csavarrugó a kiemelő hüvelyt a lendkerék irányával ellentétes irányban mozdítja el. A tányérrugó rugószegmensei is a hüvely mozgásával együtt mozognak, miközben a kúp csúcsa a lendkeréktől távolodva, az a lendkeréssel ellentétes irányba kerül. A csonka kúp belső élének a mozgása során, a kapcsolási folyamat közben, a tányérrugó enyhén kúpos felülete átmenetileg sík állapotba is kerül.

A közvetlen, csavarrugó terhelésű tengelykapcsolók esetén kiemeléskor lineárisan, a csavarrugók karakterisztikájának megfelelően, a tengelykapcsoló pedál benyomásának mértékének megfelelően növekszik a kiemelő erő. Ez azt is jelenti egyben, hogy a tengelykapcsoló kiemelt helyzetben tartásához szükséges a legnagyobb pedálerő. A gépkocsi vezetője számára ez nem előnyös működés.

A tányérrugók karakterisztikája nem lineáris, mint az a 2-14. ábrán is látható. A központi összeszorító csavarrugó lineáris karakterisztikáját a vele sorba kapcsolt tányér rugó saját karakterisztikája befolyásolja. A tányérrugó működési tartományát úgy határozzák meg, hogy az a karakterisztika középső, csökkenő szakasza essen. Így a tányér rugó, a tengelykapcsoló bekapcsolt állapotában csak kis mértékben, míg kiemelt állapotban jelentősen csökkenti a központi csavarrugó ellenében a kifejtendő pedálerőt.



2. 13 ábra Tányér rugó karakterisztika

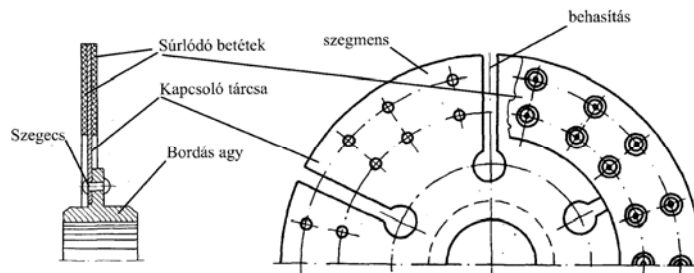
A 2. 13 ábrán a teljes tányér rugó karakterisztikán belül jól látható az a lineárisan csökkenő szakasz, a tányér rugó belső élének elmozdulása (20-40 mm) függvényében, amely tartományban a tányér rugót alkalmazni célszerű.

A következőkben azok a részegységek kerülnek részletes tárgyalásra, melyek a súrlódó erők által meghajtásra kerülnek, vagyis kiemelt állapotban állnak.

### A tengelykapcsoló (kuplung) tárcsák.

A tengelykapcsoló tárcsákat 1,5÷2 mm-es acéllemezből készítik. Az acéllemez tárcsa egy bordás agyhoz van szegecselve. A bordás agyat, a sebességváltó bemenő, nyeles tengelyének bordázott tengelyvégére helyezik, és azon tengely irányban szabadon képes elmozdulni. A kapcsoló tárcsa acél lemezének kerületét sugár irányban bemetszésekkel, több szegmensre osztják. Ez megakadályozza, hogy a tengelykapcsoló csúszásakor keletkező hő következtében a kapcsoló-

tárcsa deformálódjon. Ezeket a szegmenseket gyakran enyhén ki is csavarják a kapcsolótárcsa síkjából. Az így előkészített súrlódó tárcsa mind a két felére, szegecseléssel, újabban viszont szinte kizárólag ragasztással körgyűrű alakú súrlódó betéteket erősítenek. A megcsavart lemez szegmensekben visszamaradó rugalmas feszültség a súrlódó betéteket kiemelt helyzetben kissé hullámossá teszi. Ez biztosítja a kapcsolat kezdetén, hogy a nyomatékátvitel simán, rángatástól mentesen történjen. A kapcsolat végére, a nyomó tárcsára ható rugók összeszorító ereje a kapcsolótárcsa hullámosságát a kapcsolat idejére megszünteti és a nyomaték átvitele a súrlódó betétek teljes felületén történik. Egy tengelykapcsoló tárcsa szerkezete látható a 2. 14 ábrán.



2. 14 ábra Tengelykapcsoló tárcsa (kuplung tárcsa)

A súrlódó betétekkel szemben támasztott műszaki követelmények a következők:

- nagy kopásállóság
- hőállóság
- nagy felületi terhelhetőség
- a keletkező por környezetre ártalmatlan legyen.

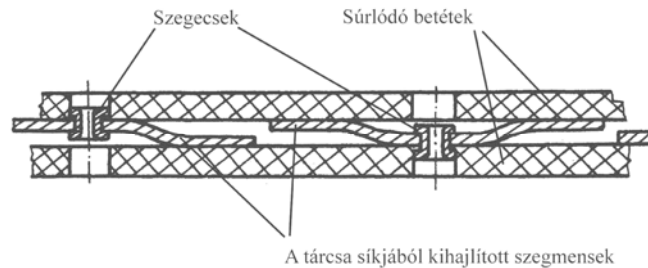
A környezeti ártalmi miatt a korábban szinte kizárólag alkalmazott rézszövettel átszőtt azbeszt lemez, ferrodol alkalmazását megszüntették. A ma alkalmazott környezet kímélő súrlódó betétek anyaga azbesztmentes hő és kopásálló műanyagok, melyeket korábban szegecseléssel, manapság szinte kizárólag ragasztással erősítenek a tengelykapcsoló tárcsa mind a két oldalára.

A körgyűrű alakú súrlódó betétek belső és külső átmérőjének viszonya  $\frac{d}{D} = 0,5 \div 0,8$ . Ez a nem túl széles körgyűrű biztosítja a súrlódó betétek jó felfekvését és egyenletes kopását.

A súrlódó betétek vastagsága beépítéskor, a tárcsa átmérőjétől függően  $4 \div 8$  mm. Az alkalmazott betétanyagok és a többnyire öntöttvas anyagpárosításnál a súrlódási tényező  $\mu = 0,25 \div 0,3$  értékkel vehető figyelembe. Új, jól karbantartott tengelykapcsoló esetén  $\mu = 0,3$ . Kopott, elhasználódott tengelykapcsoló tárcsák esetén  $\mu$  értéke  $0,25$  körül vehető figyelembe.

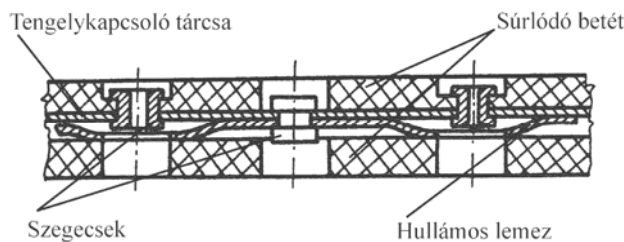
Indításkor a tengelykapcsoló csúszik. A súrlódó betét hőmérséklete elérheti a  $200 \div 250$  C°-ot is. A hőmérséklet emelkedése következtében,  $\mu$  értéke csökken. A tengelykapcsolók rendellenes, tartós csúsztatása, illetve csúszása esetén, a súrlódó betét hőmérséklete elérheti a  $300$  C°-ot. Ilyen hőmérsékleten a súrlódó betét elszenesedik, tönkre megy. Különlegesen hőálló betétek elviselik az  $500 \div 550$  C°-os hőmérsékletet is, bár ilyenkor súrlódási tényezőjük  $15 \div 20\%$ -kal csökken.

A kapcsolódást simábbá, fokozatosabbá teszi, mint az a korábbiakban is említésre került, ha a tengelykapcsoló tárcsa szegmensei váltakozva kihajlítgatásra kerülnek a kapcsoló tárcsa síkjából, mint az a 2. 15 ábrán látható. Így a súrlódó betétek kapcsoláskor rugalmasan fekszenek fel a nyomótárcsa és a lendkerék súrlódó felületeire, és ezért a súrlódó erő simán, fokozatosan növekszik.



2. 15 ábra A tárcsa síkjából kihajlított szegmensekre rugalmasan szegecselt súrlódó betétek

A súrlódó betétek rugalmas rögzítésének egy másik konstrukciós változata, amikor a kapcsoló tárcsa egyik oldalára hullámos acéllemez alátétet szegecselnek, és ehhez a hullámos acéllemez alátétéhez szegecselik a súrlódó betétet, ahogy ez a 2. 16 ábrán látható.

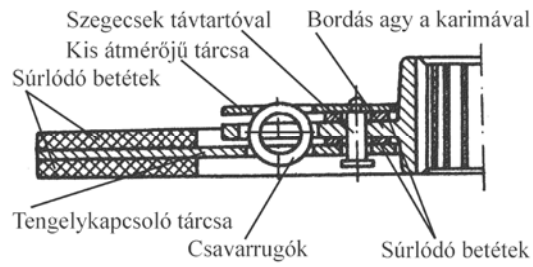


2. 16 ábra Hullámos acéllemezre szegecselt rugalmas súrlódó betétek

A tengelykapcsolókkal szemben támasztott műszaki követelmény az is hogy a tengelykapcsoló ne vigye át, vagy csillapítsa a belsőégésű motorok üzeméből fakadó dinamikus, torziós lengéseket. A 2. 17 ábra a torziós lengéseket hatásosan csillapító rugós súrlódó tárcsát ábrázol. A súrlódó betéttel ellátott tengelykapcsoló tárcsához egy másik kisebb átmérőjű tárcsa van szegecselve, távolságtartó szegecsel. Az így összeszegecselt két tárcsa fogja közre a bordás agykarimáját, amely szintén súrlódó betétekkel van ellátva. A két tárcsán kivágott ablakokba érintőlegesen (tangenciálisan) csavarrugókat helyeznek el. Mivel a csavarrugók átmérője nagyobb a két tárcsa és a bordás agykarimája, valamint az agykarimáján lévő súrlódó betétek együttes vastagságánál, a tengelykapcsoló tárcsa a tangenciálisan beépített csavarrugók összenyomásával képes az agyhoz képest elmozdulni. E relatív elmozdulás során a dinamikus torziós lengések csúcának egy részét elemészteti az agyon lévő karimához rögzített súrlódó betétek és a két összeszegecselt karima közötti súrlódó erőnek a tárcsák relatív elmozdulása során végzett munkája. Ez a munka természetesen hővé alakul. A dinamikus torziós lengések másik részét eltárolja az összenyomott csavarrugó, mely a ben-

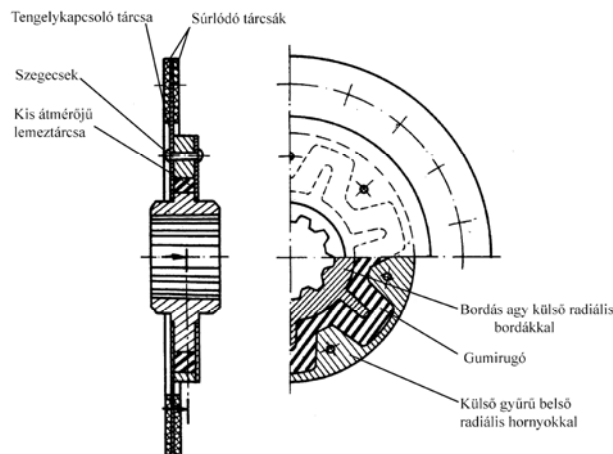


ne eltárolt energiát a dinamikus torziós lengések csökkenő fázisában visszatáplálja a hajtásba.



2. 17 ábra Rugós súrlódó tárcsás torziós lengéscsillapítás

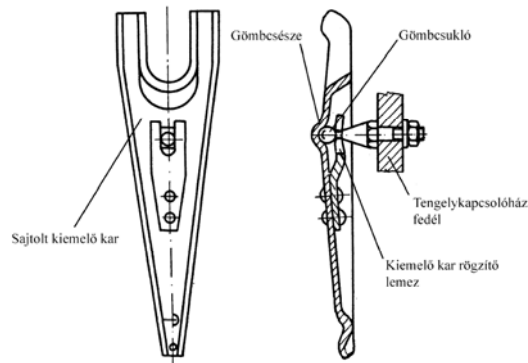
A torziós lengések csillapítására alkalmas tengelykapcsoló tárcsa kialakítás látható a 2. 18 ábrán. A bordás agyat egy külső gyűrűvel speciális kialakítású gumirugó köti össze. A bordás agyhoz képest a külső gyűrű a gumirugó összenyomásával el tud fordulni. A külső gyűrűt fogja közre egy kisebb átmérőjű lemeztárcsa és a súrlódó betétekkel ellátott tengelykapcsoló tárcsa, melyeket távtartó szegecseléssel rögzítenek egymáshoz. A gumirugó összenyomásakor tárolja a közepes nyomatéknál nagyobb dinamikus torziós lengéseket, illetve mikor a nyomaték kisebb, mint a közepes nyomaték, a gumirugó összenyomásának megszűnésével a tárolt energia egy részét visszatáplálja a hajtásba. A gumirugó belső súrlódása, illetve a tengelykapcsoló tárcsa és kisebb átmérőjű tárcsa és az általuk közrefogott bordás agy karimája között fellépő súrlódás, hatásosan csillapítja a dinamikus torziós lengéseket.



2. 18 ábra Gumirugós súrlódó tárcsás torziós lengéscsillapítóval ellátott tengelykapcsoló tárcsa

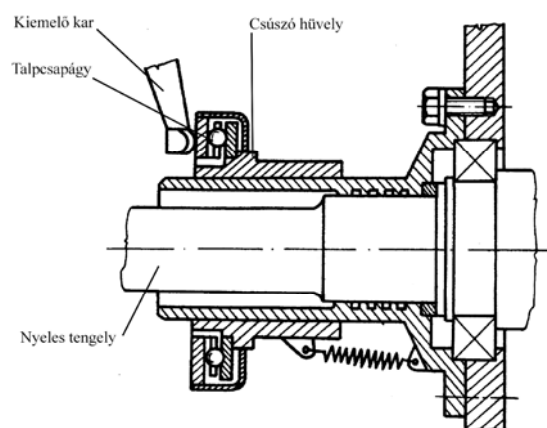
A 2. 19 ábrán egy acéllemezből sajtolt kiemelő kar látható. A kiemelő kar kétkarú emelő szerkezete a tengelykapcsoló ház fedeléhez csavarkötéssel rögzített gömbcsapra illeszkedik. A kiemelő kar felső részének villás kialakítása csatlakozik a nyomótárcsa nyúlványához. A kiemelő kar alsó részén kialakított gömbfelület csatlakozik a kinyomó csapágnak a motor főtengelyével együtt forgó

gyűrűjéhez. A kinyomó csapágy álló részéhez csatlakozik a tengelykapcsolót működtető mechanizmus.



2. 19 ábra Acéllemezből sajtolt kiemelő kar

A 2. 20 ábrán a tengelykapcsolót működtető kinyomó csapágy egy lehetséges konstrukciója látható. A kinyomó csapágy feladata a tengely irányú (axiális) erő átvitele az álló tengelykapcsolót működtető szerkezettől a motor főtengelyével együtt forgó kiemelő karokra. Ez a funkció nagy tengelyirányú erők átvitelére alkalmas gördülő vagy sikló csapágyakkal valósítható meg. Kisebb nyomatékok átvitelére alkalmas tengelykapcsolók esetén a kinyomó csapágyként gyakran egy egyszerű műszen gyűrűt alkalmaznak. A gyűrű csak axiális mozgást végez. A gyűrűt a kiemelő mechanizmus tengelyirányban elmozdítva, annak nem forgó homlokfelülete mozdítja el tengely irányban a széngyűrűn elcsúszó kiemelő karok alsó részét, így oldva a tengelykapcsolót. Ez a műszen gyűrűs kiemelő csapágy olcsó, élettartama viszonylag nagy, karbantartást, kenést nem igényel. Nagyobb axiális kiemelő erő igény esetén kinyomó csapágyként mélyhornyú golyóscsapágyakat, vagy extrém nagy erők esetén talpcsapágyakat (tárcsás csapágy) alkalmaznak.



2. 20 ábra Kinyomó csapágy

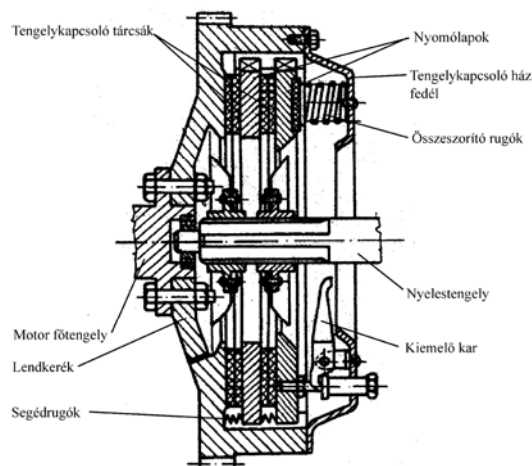
A 2. 20 ábrán a kinyomó csapágy talpcsapágy. A talpcsapágy egy csúszó hüvelyre van rögzítve, melynek tengelyirányú elmozdításával lehet a tengelykapcsoló ki-, illetve bekapcsolását elvégezni. A csúszó hüvely vezetését egy vezető cső biztosítja, mely a sebességváltó ház homlokfelületéhez, karimával, csavar-

kötéssel csatlakozik, egyben rögzítve a sebességváltó bemenő, nyeles tengelynek vezető csapágyát a csapágyházban. A vezetőcső belső fészében elhelyezett rugós tömítő (simering) gyűrű, valamint a szintén itt kialakított axiál labirint tömítés akadályozza meg a sebességváltó kenőanyagának az elfolyását, illetve a tengelykapcsoló súrlódó felületei közé jutását.

Az egytárcsás száraz tengelykapcsolót igen elterjedten alkalmazzák gépjárművek főtengelykapcsolójaként. A kisszámú egyszerű részegysége következtében működése megbízható, működtetése szintén egyszerű szerkezettel megoldható.

#### 2.2.4. A kéttárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

A tengelykapcsolókkal átvihető nyomatékok nagysága erősen befolyásolja a tengelykapcsolók fő méreteit. Növekvő nyomatékokkal jelentősen növelni kell a tengelykapcsolók átmérőjét, illetve a kapcsoló tárcsát összeszorító erők nagyságát. A paraméterek növelésének határt szab a tengelykapcsoló beépítésére rendelkezésre álló méretek, illetve a súrlódó betét számára megengedett felületi nyomás. Mivel az átvihető nyomatékot lényegesen befolyásolja még a nyomatékot átvivő súrlódó felületek száma is, nagy teljesítményű motorok forgatónyomatékának átvitelére, és a tengelykapcsolók átmérőjének csökkentésére, gyakran alkalmaznak kettő, vagy többtárcsás tengelykapcsolókat. A 2. 21 ábrán egy kéttárcsás száraz tengelykapcsoló látható.



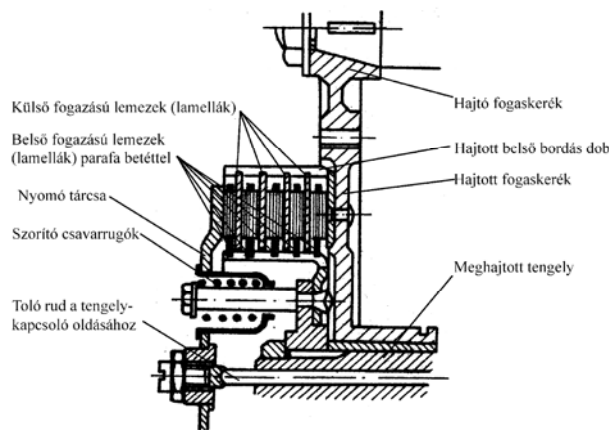
2. 21 ábra Kéttárcsás száraz tengelykapcsoló

A motor főtengelyéhez karimás csavarkötéssel van rögzítve a fogaskoszorúval is ellátott lendkerék, mely egyben a tengelykapcsoló ház is. A lendkerék belső felületén alakították ki az egyik súrlódó felületet. A motor főtengelyének végében került kialakításra a sebességváltó nyeles tengelyének kinyúló végének csapágyazását biztosító csapágy fészek. A nyelestengely bordás tengelyvégére bordás agyon keresztül csatlakozik a két darab, súrlódó betéttel ellátott tengelykapcsoló tárcsa (kuplungtárcsa). A tengelykapcsoló ház belső felén lévő radiális hornyokhoz kapcsolódnak az öntöttvasból készült nyomótárcsák, melyek együtt forognak a lendkerékkel. A nyomatékot a nyomótárcsákra a tengelykapcsoló ház

hornyaiba benyúló csapok viszik át. A közbenső sima nyomótárcsa és a fő nyomótárcsa összeszorítását ennél a konstrukciós változatnál csavarrugók végzik. A tengelykapcsoló oldásakor, a tengelykapcsoló tárcsák és a nyomótárcsák közötti súrlódó kapcsolat megszüntetését szolgálják a segédrugók, melyek a nyomó tárcsák közötti távolságot növelni igyekeznek, az összeszorító erő megszűnését követően.

### 2.2.5. A többtárcsás (lamellás) tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

Azokban az esetekben, amikor viszonylag nagy nyomaték átvitelére van szükség, de az oldható tengelykapcsoló beépítéséhez főleg a beépíthető átmérő vonatkozásában, nem áll rendelkezésre elegendő hely, alkalmazhatók a több lemezes (lamellás) száraz, vagy olajban futó tengelykapcsolók. A 2. 22 ábrán egy motorkerékpároknál alkalmazott, többlemezes, olajban futó tengelykapcsoló látható.



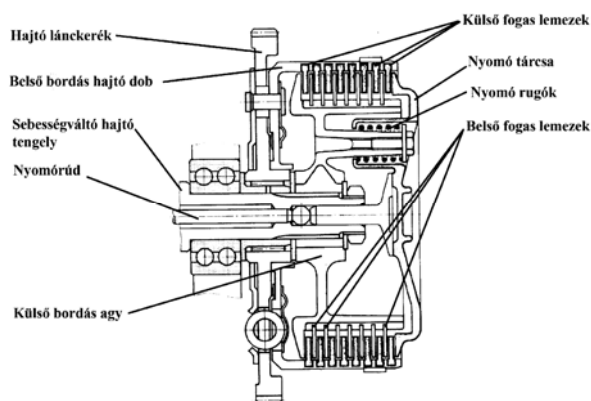
2. 22 ábra Többlemezes parafa betétes olajban futó tengelykapcsoló

A motorkerékpár motorjának főtengelyén lévő hajtó fogaskerék hajtja meg a nagyobb fogszámú hajtott fogaskereket, melynek homloklapfelületére szegecskötéssel rögzítettek egy belső, tengely irányú bordázattal ellátott dobot. Ehhez a belső bordázathoz csatlakoznak az acéllemezről készült külső fogazású, súrlódó betét nélküli tengelykapcsoló tárcsák (lamellák). A külső fogazású acéllemez lamellák között helyezkednek el a belső fogazású, súrlódó parafa betéttel ellátott lamellák, melyek a hajtott tengelyvégen lévő külső bordás agyhoz csatlakoznak. A hajtott tengelyvéghöz erősített agyhoz rögzített csapok biztosítják a nyomó tárcsa vezetését és a nyomótárcsa, valamint a külső és belső fogazású lamellák összeszorítását végző csavarrugók előfeszítését. Alaphelyzetben ez a tengelykapcsoló is összekapcsolt állapotban van. Kiemelését, oldását a hajtott tengely tengelyirányú furatában elhelyezkedő tolórúd tengely irányú elmozdítása teszi lehetővé. A tolórúd balra történő elmozdításával a nyomótárcsa az összeszorító rugók ellenében elmozdul, megszüntetve a lamellákat összeszorító erőt.

A tengelykapcsoló zárt házát olajjal töltik fel. Az olajtöltés biztosítja a súrlódó felületek hűtését, ami különösen a hőre érzékeny parafa betétek esetében hasz-

nos. Az olajtöltés további előnye, hogy mivel az olaj a tengelykapcsoló zárásakor lassabban szorul ki a súrlódó felületek közül, a megnövekedő csúszási idő, lágyabb, rángatástól mentes indítást tesz lehetővé.

A 2. 23 ábrán egy több lemezes (lamellás) olajban futó tengelykapcsoló látható. Ennél a lemez párokon nincs súrlódó betét. A súrlódó betét nélküli több lemezes tengelykapcsolóknál a súrlódó felületek közötti súrlódási tényező kisebb, ugyanakkor a megengedett lényegesen nagyobb felületi terhelés azonos geometriai méretek esetén nagyobb nyomaték átvitelét biztosíthatja.



2. 23 ábra Többlemezes (lamellás) olajban futó tengelykapcsoló

A többlemezes tengelykapcsolók tengely irányú beépítési mérete esetenként nagyobb, mint a száraz egytárcsás kapcsolóké. A tengelyirányú méret csökkentése érdekében a lemezek (lamellák) közötti hézag, oldott állapotban, lemezenként 0,3÷0,5 mm-es. Ez az üzemeltetés során, főleg hideg időben, mikor a többlemezes tengelykapcsolóban lévő olaj viszkozitása megnő, némi nyomatékot visz át oldáskor is. Ez a probléma néhány ismételt kapcsolás után, az olaj felmelegedését követően megszűnik. A tengelykapcsoló üzemeltetése során a súrlódó lemezek kopnak. A súrlódó lemezek egy meghatározott mértékű kopását követően, egy-egy további lemezpár beépítésével, a hiba elhárítható.

Többlemezes tengelykapcsolók olajtöltés nélküli konstrukcióban is készülnek. A többlemezes száraz tengelykapcsolók alkalmazása, kifejezetten rossz hűtési viszonyaik miatt, főtengelykapcsolóként nem elterjedt.

A többlemezes száraz tengelykapcsolók alkalmazási területei a következők:

- Bolygókereskes sebességváltók különféle elemeinek összekapcsolására
- Lánctalpas járművek kormány szerkezeteinek kapcsolására
- Sebességváltók fogaskerekeinek a tengelyükkel való összekapcsolására
- Esetenként indítómotorok hajtó tengelyein a szükség szerinti megcsúszás biztosítására.

### 2.2.6. A mechanikus tengelykapcsolók működtető (kiemelő) szerkezeteinek konstrukciós változatai.

Gépjárműveknél a tengelykapcsoló, szokványos megoldással, tengelykapcsoló (kuplung) pedállal oldható. A tengelykapcsoló pedál kezelését a gépjármű vezetője a bal lábával végzi. Szokványos elrendezéseknél a bal pedál a tengelykapcsoló (kuplung) pedál, a középső pedál a fék, a jobb szélső pedál a gázpedál.

A pedálok, így a tengelykapcsoló pedál működtetéséhez szükséges erők és pedál utak nagyságára vonatkozó műszaki irányelvek a következők:

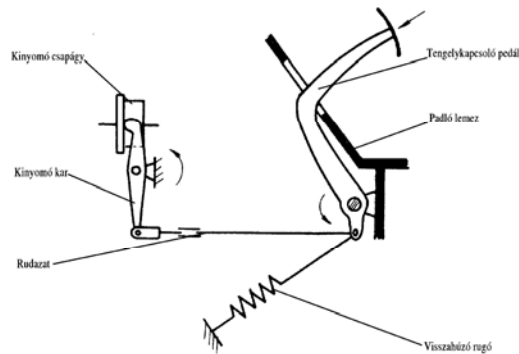
- A pedálok működtetéséhez szükséges láberő mértéke ne haladja meg a  $150 \div 200$  N értéket.
- A pedál kinyomásának útja  $120 \div 150$  mm
- Ebből a pedál holtjáték, mikor még a tengelykapcsoló kiemelése nem kezdődik meg,  $20 \div 30$  mm.
- Ehhez a pedál holtjátékhoz a kinyomó csapágó és a kiemelő karok között  $1,5 \div 3$  mm holtjáték tartozik.

Ez utóbbi  $1,5 \div 3$  mm-es holtjáték azért szükséges, hogy a kinyomó csapágónak a kiemelő karokra ne legyen hatása, és így a nyomó tárcsát, a tengelykapcsoló tárcsát, és a lendkerék súrlódó felületeit összeszorító rúgóerőt ne csökkentse.

A tengelykapcsoló tárcsa súrlódó betéteinek kopásával ez a holtjáték csökken, nagy mértékű kopás esetén a holtjáték meg is szűnhet. Ez esetben a kinyomó csapágó állandó erőt kifejtve a kiemelő karokra, azok az összeszorító rúgóerő hatását oly mértékben csökkenthetik, hogy a tengelykapcsoló kezdetben a nagy nyomatékok átvitelekor, később folyamatosan csúszik. A tengelykapcsoló csúszásakor keletkező magas hőmérséklet kezdetben a tengelykapcsoló tárcsa, súlyosabb esetben a teljes tengelykapcsoló szerkezet tönkremenetelét okozhatja.

A tengelykapcsoló megcsúszása behúzott kézifék esetén, első sebességfokozatba kapcsolt sebességváltóval, a motor kb. 2600-as percnkénti fordulatszámmal ellenőrizhető. Jól működő tengelykapcsoló esetén a tengelykapcsoló pedál gyors felengedésekor, a motor leáll, a tengelykapcsoló hibája esetén, a motor fordulatszámja lecsökken, de a motor tovább jár, anélkül, hogy a gépjármű elindulna.

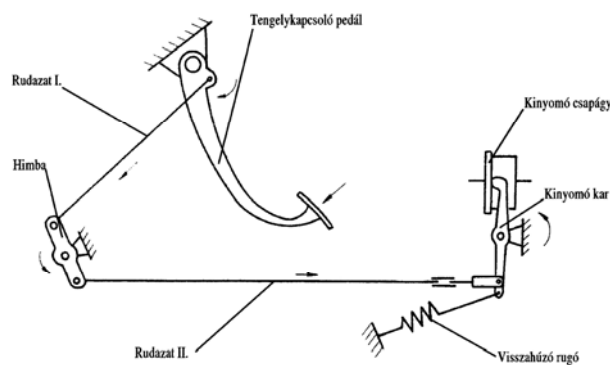
A 2. 24 ábrán egy mechanikus tengelykapcsoló működtető szerkezet látható.



2. 24 ábra mechanikus tengelykapcsoló működtető szerkezet

A tengelykapcsoló pedál kétkarú emelő. Az emelő mechanikus módosítása, a karok aránya nagy, mely lehetővé teszi 160÷200 N láberő esetén is az igen nagy összeszorító rugóerők ellenében a tengelykapcsoló oldását. A láberő megszűnése esetén a pedál a visszahúzó rugó segítségével kerül ismét alaphelyzetébe. A tengelykapcsoló pedált a kinyomó karral egy rudazat köti össze. A rudazatba épített feszítőcsavar segítségével a tengelykapcsoló tárcsa kopásával csökkenő holtjáték ismételt beállítására van lehetőség. A kinyomó kar szintén kétkarú emelő. A karok arányának, a mechanikus módosítás változtatásával, tovább csökkenthető a tengelykapcsoló pedál kinyomásához szükséges láberő.

Az 2. 25 ábrán látható mechanikus tengelykapcsoló működtető szerkezet működése hasonló az 2. 24 ábrán látható szerkezethez.



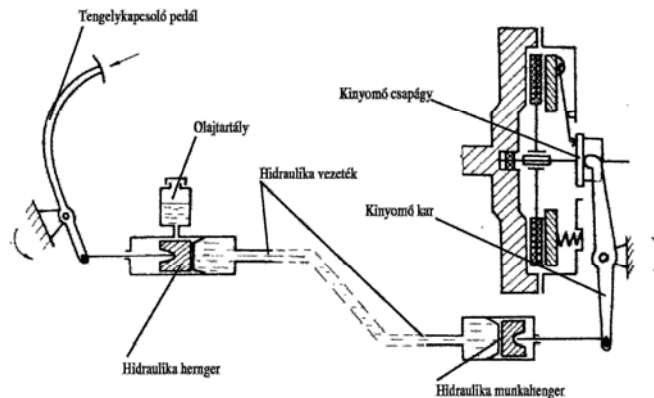
2. 25 ábra Mechanikus tengelykapcsoló működtető szerkezet összetett rudazattal

Itt a tengelykapcsoló pedál egykarú emelő. A kar mechanikus módosítása itt is jelentősen csökkenti a tengelykapcsoló oldásához szükséges pedálerő nagyságát. Ennél a szerkezetnél a tengelykapcsoló pedált, a kinyomó csapágyat működtető kar közötti rudazat bonyolultabb, osztott. A rudazat két része között, egy kétkarú emelő himba van elhelyezve. A 2. 25 ábrán látható himbán a karok aránya egy körüli. Könnyen belátható, hogy a karok arányának változtatásával a mechanikus módosítás, és ezzel a szükséges pedálerő további változtatására is van mód.

A rudazat II. beépített feszítőcsavar biztosítja itt is a tengelykapcsoló tárcsa súrlódó betéteinek kopása miatt lecsökkenő 1,5÷3 mm-es hézag beállítási lehetőségét. A kinyomó kar további mechanikus módosítást tesz lehetővé. A visszahúzó rugó a rudazaton keresztül biztosítja a tengelykapcsoló pedál alaphelyzetbe történő visszaállását.

Gépjárművek tengelykapcsolóinak működtetésére gyakran alkalmaznak hidraulikus szerkezeteket. Ezeknél a tengelykapcsoló pedál egy hidraulikus henger dugattyúja segítségével megnöveli az olaj nyomását, a tengelykapcsolót működtető hidraulika rendszer olajvezetékében. Az olajvezetékben megnövekedett nyomás egy, a tengelykapcsoló kinyomó karjához kapcsolódó hidraulikus munkahenger dugattyúját mozdítja el, és a kinyomó kar oldja a tengelykapcsolót. A hidraulika olaj szivárgásának pótlására a hidraulika hengeren kis olajtartály van elhelyezve. Szükség esetén ennek utántöltéséről gondoskodni kell. A hidraulika henger és a hidraulika munkahenger dugattyú átmérőinek viszonya a kétkarú tengelykapcsoló pedál kar arányaiból és a kinyomó kar kétkarú emelőjének kar arányaiból származó mechanikus módosítás további növelését teszi lehetővé. Ennél a megoldásnál a rudazat súrlódási vesztesége sokkal kisebb, mint a mechanikus rudazat esetén. A hidraulikus módosítás lehetősége, a súrlódási veszteségek csökkentése a pedálerő további csökkentését teszi lehetővé.

A 2. 26 ábrán egy hidraulikus tengelykapcsoló működtető szerkezete látható.



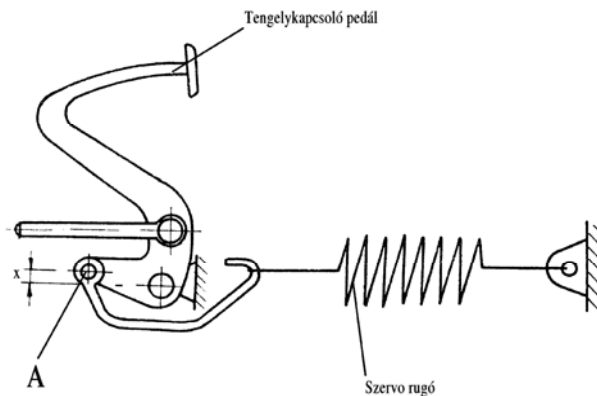
2. 26 ábra Tengelykapcsoló hidraulikus működtető szerkezete

A hidraulikus működtető szerkezet további előnye, hogy nagyméretű járművek, például farmotoros autóbuszok esetén a bonyolult mechanikus rudazat helyett, a hidraulikus működtetés egyszerűbb, üzembiztosabb, olcsóbb.

Nagy teljesítményű gépjármű motorok esetén a tengelykapcsoló súrlódó elemeinek összeszorításához nagyobb összeszorító rugóerő szükséges. Az összeszorító rugóerővel szemben nagy kiemelő erőre van szükség. A pedálerő csökkentése és a gépjárművezető kényelmének fokozása érdekében különféle segédenergiákat alkalmaznak.



A 2. 27 ábrán a segédenergiát rugóerő biztosítja. A tengelykapcsoló pedál lenyomásával, a húzó, szervo rugó enyhén tovább nyúlik, miközben a pedálnál a holtjáték megszűnik.



2. 27 ábra Rugós szervo berendezés

A pedálerő eddig a pontig nem a tengelykapcsolót összeszorító rugóerő ellenében működik. A szervo rugó pedig eddig a pontig a tengelykapcsoló pedál alap helyzetben tartását szolgálja. Az „A” jelű csapnak a tengelykapcsoló pedál csuklópontja alá süllyedésével a húzott szervo rugóban tárolt energia és az ebből származó erő nyomatéka, a tengelykapcsoló pedál benyomásában, illetve a tengelykapcsoló oldásában segít.

### 2.2.7. Mechanikus tengelykapcsolók méretezése.

A mechanikus tengelykapcsolók a motor nyomatékát, a nyomaték módosítása nélkül közvetítik az erőátviteli rendszer következő elemére, a sebességváltó felé. A tengelykapcsoló tárcsákkal átvihető nyomaték nagysága függ a súrlódó tengelykapcsoló tárcsákat a lendkerékkel és a nyomótárcsával, illetve több tengelykapcsoló tárcsa alkalmazása esetén a nyomótárcsákkal összeszorító erő nagyságától, a súrlódó felületek közötti súrlódási tényezőtől, a súrlódó tárcsák geometriai méreteitől (a körgyűrű alakú súrlódó felület súlyponti körének sugarától), valamint a súrlódó felületek számától. Vagyis:

$$M_{Tk} = \mu \cdot F_n \cdot 2 \cdot n \cdot r_k [Nm]$$

- Ahol:
- $M_{Tk}$  a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték nagysága
  - $\mu$  a súrlódó anyag párok közötti súrlódási tényező
  - $F_n$  a súrlódó felületeket összeszorító erő
  - $n$  a tengelykapcsoló tárcsák száma
  - $r_k$  a körgyűrű alakú súrlódó felületek súlyponti körének sugara

A tengelykapcsolóval átvíendő nyomaték alapvetően a motor maximális nyomatékától függ. Számítása a következő összefüggésből lehetséges:

$$M_{TK} = \beta \cdot e_M \cdot M_{P_{\max}} [Nm]$$

Ahol:  $\beta$  az úgynevezett nyomatékfelesleg tényező  
 $e_M$  a motor nyomaték rugalmassági tényezője  
 $M_{P_{\max}}$  motor maximális teljesítményéhez tartozó nyomaték

Vegyük sorjában a két összefüggésben szereplő komponensek számítását, illetve szokásos értékeit:

$\mu$ , a súrlódó anyag párok közötti súrlódási tényező. Értéke nem függ a felületeket összeszorító erő nagyságától és a felületek nagyságától sem. A súrlódási tényező értéke, kizárólag a súrlódó felület párok anyagi minőségének a függvénye.

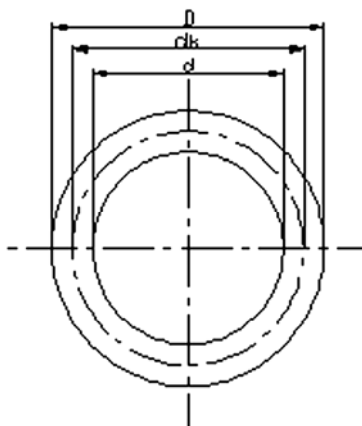
Az alábbi táblázatban, néhány szokásos anyagpárosítás súrlódási tényezőjének értékei találhatóak:

Súrlódó felületek anyag párosítása	$\mu$ súrlódási tényező
Száraz, súrlódó betétes tengelykapcsolók	0,2÷0,3
Olajos, acél lamellás tengelykapcsolók	0,1

Az  $F_n$ , a felületeket összeszorító normál erőt többnyire rugóerő biztosítja. A rugók típusa különféle lehet. Gyakran alkalmaznak csavar rugót, sok esetben tányér rugó.

$n$  az összeszorított felület párok száma. Értéke egytárcsás tengelykapcsolók esetén 2, kéttárcsás tengelykapcsolók esetén 4.

$r_k$  a körgyűrű alakú tengelykapcsoló tárcsa súlyponti körének a sugara. Az  $r_k$  súlyponti sugár meghatározására több lehetőség áll rendelkezésre. A 2-29. ábra jelöléseivel, a súrlódó felületek méretét úgy kell megválasztani, hogy a  $\frac{d}{D} = 0,6 \div 0,8$  között legyen.



2. 28 ábra A tengelykapcsoló tárcsa súrlódó felülete

A súlyponti kör sugara a következő összefüggésből számítható:

$$r_k = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \text{ [m]}$$

Ha a  $\frac{d}{D} = 0,6 \div 0,8$ , akkor a körgyűrű súlyponti körének a sugara a hibahatáron belül helyettesíthető a következő összefüggéssel:

$$r_k = \frac{1}{2} \cdot \frac{D+d}{2} \text{ [m]}$$

Ami a körgyűrű alakú súrlódó felület külső és belső sugarának számtani közepe.

A méretezésnél alkalmazott nyomatékfelesleg tényező ( $\beta$ ) nagysága biztosítja, a tengelykapcsolóval szemben támasztott műszaki követelmények közül, egyrészt azt, hogy a motor maximális nyomatékát nagy biztonsággal, csúszásmentesen továbbítsa az erőátviteli rendszer további elemei felé, illetőleg azt, hogy extrém nagy terhelések esetén (üzemzavar a motorban, vagy az erőátviteli rendszer más részeiben), megcsússzon, megkímélve az erőátviteli rendszer többi elemét az esetleges törésektől, deformációktól.

A nyomatékfelesleg tényező szokásos értékei. Különböző gépjárművek esetén a következő táblázatban található:

Gépjármű kategória	Nyomatékfelesleg tényező
Személygépkocsik	1,5÷2
Tehergépkocsik, nehéz gépjárművek	2÷2,5
Motorkerékpárok	1,3÷1,5

A motor maximális teljesítményéhez tartozó nyomaték ( $M_{p_{\max}}$ ) az alábbi összefüggésből számítható:

$$M_{p_{\max}} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ [Nm]}$$

Ahol:  $P_{\max}$  [W]

a motor maximális teljesítménye

$n$  [1/s]

a motor maximális teljesítményéhez tartozó fordulatszám

Ezekkel a kiinduló adatokkal a tengelykapcsoló tárcsa méretezhető. A tengelykapcsoló tárcsát lapvetően felületi nyomásra méretezik. A felületi nyomás a következő összefüggésből számítható:

$$p = \frac{F_n}{A} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

A szokásos betétanyagokra megengedett felületi nyomás értékek a következő táblázatban találhatók:

A súrlódó betétek anyaga	$p_{\text{meg}} \text{ [N/m}^2\text{]}$
Száraz súrlódó betétes tengelykapcsolók	250000÷300000
Olajos acél lamellás tengelykapcsolók	250000÷600000

Ha a tengelykapcsoló méreteit a konstrukció nem korlátozza, lehetőség szerint kis felületi nyomásra kell törekedni.

### **Mintapélda egy mechanikus tengelykapcsoló méretezésére:**

A mintapélda kiinduló adatai:

A motor maximális teljesítménye:  $P_{\text{max}}=50 \text{ [kW]}=5 \cdot 10^4 \text{ [W]}$

A motor típusa: DIESEL

A motor max. teljesítményéhez tartozó fordulatszám:  $n=4000 \text{ min}^{-1}=66,66 \text{ [s}^{-1}\text{]}$

Meghatározandók a motor nyomatékát, a tengelykapcsolóval szemben támasztott műszaki követelményeket biztosító, minimális beépítési méretű tengelykapcsoló tárcsa fő méretei!

A motor maximális fordulatszámához tartozó nyomaték számítása:

$$[1] M_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{max}}}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{5 \cdot 10^4}{2 \cdot \pi \cdot 66,667} = 119,366 \text{ [Nm]}$$

A motor maximális nyomatékának számítása:

Diesel motorok esetén a nyomatékrugalmassági tényező:  $e_M=1,1$

Ezzel

$$[2] M_{\text{max}} = M_{\text{motor}} \cdot e_M = 119,366 \cdot 1,1 = 131,302 \text{ [Nm]}$$

A tengelykapcsolóval átvendő nyomaték számítása:

Személygépkocsik esetén az alkalmazott nyomatékfelesleg tényező ajánlott értéke:  $\beta=2$

Ezzel

$$[3] M_{\text{Tk}} = M_{\text{max}} \cdot \beta = 131,302 \cdot 2 = 262,604 \text{ [Nm]}$$

A tengelykapcsoló tárcsával átvihető nyomaték:

$$[4] M_{Tk} = \mu \cdot F_n \cdot 2 \cdot n \cdot r_k$$

Ebből

$$[5] F_n = \frac{M_{Tk}}{2 \cdot \mu \cdot n \cdot r_k}$$

Az ajánlott  $\frac{d}{D} = \frac{r}{R} = 0,6 \div 0,8$  intervallumból, a minimális beépítési méretre törekedve a 0,6-ot választva  $r=0,6 \cdot R$

Az  $r_k$  értéke ezzel

$$[6] r_k = \frac{r + R}{2} = \frac{0,6 \cdot R + R}{2} = \frac{1,6 \cdot R}{2} = 0,8 \cdot R$$

Száraz súrlódó betétes tengelykapcsolóra a megengedett felületi nyomás maximális értéke  $p=300\,000$  [N/m<sup>2</sup>]. (minimális beépítési méretre törekedve!)

Ezzel

$$[7] p = \frac{F_n}{(R^2 - r^2) \cdot \pi} = \frac{F_n}{(R^2 - (0,6 \cdot R)^2) \cdot \pi} = \frac{F_n}{0,64 \cdot R^2 \cdot \pi}$$

Ebből

$$[8] F_n = p \cdot 0,64 \cdot R^2 \cdot \pi$$

Ezekkel a maximális  $\mu=0,3$ -es súrlódási tényezőt felvéve a tengelykapcsoló tárcsa fő méretei a következő összefüggésből meghatározhatók.

Az [5]összefüggésbe behelyettesítve

$$p \cdot 0,64 \cdot R^2 \cdot \pi = \frac{M_{Tk}}{2 \cdot \mu \cdot n \cdot 0,8 \cdot R}$$

Ebből

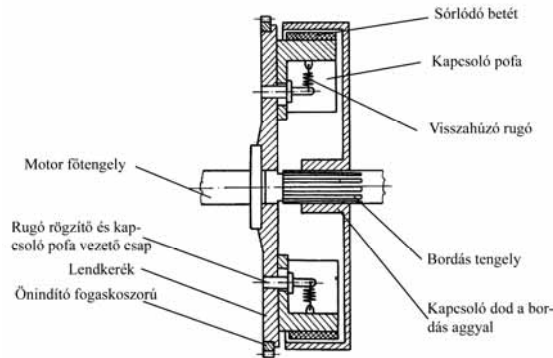
$$R = \sqrt[3]{\frac{M_{Tk}}{p \cdot 0,64 \cdot \pi \cdot 2 \cdot \mu \cdot n \cdot 0,8}} = \sqrt[3]{\frac{262,604}{300000 \cdot 0,64 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 0,8}} = 0,076829 \text{ [m]}$$

Azaz a tengelykapcsoló tárcsa minimális külső átmérője  **$D=153,66$  [mm]**, a belső átmérője  $d=0,6 \cdot D=0,6 \cdot 153,66=92,195$  [mm]

### 2.2.8. A centrifugális (önműködő) tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

A 2. 29 ábrán egy önműködő centrifugális tengelykapcsoló látható. A meghajtómotor főtengelyéhez csavarokkal rögzített lendkerék peremén található az önindító motor fogaskerekéhez kapcsolódó fogaskoszorú. A lendkerék homlokfelületének két menetes furatához vannak rögzítve a visszahúzó rugók kapcsoló-

dását is biztosító kapcsoló pofavezető csapok. Ezek a csapok biztosítják a kapcsoló pofáknak a centrifugális erő hatására, a visszahúzó rugóerők ellenében történő sugár irányú (radiális) elmozdulását. A kapcsoló pofán ragasztással, esetleg szegecseléssel rögzített súrlódó betéteket a kapcsoló pofákra ható centrifugális erő a kapcsoló dobhoz szorítja. A kapcsoló dob és a súrlódó betétek közötti súrlódó erő viszi át a hajtó nyomatékot a tengelykapcsoló dombra.



2. 29 ábra Centrifugális tengelykapcsoló dob

A tengelykapcsoló pofákra ható centrifugális erő a következő összefüggésből számítható:

$$F_{cf} = m \cdot R \cdot \omega^2 = m \cdot R \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \quad [\text{N}]$$

Ahol

<b>m</b>	a kapcsoló pofa tömege	[kg]
<b>R</b>	a kapcsoló dob sugara	[m]
<b>n</b>	a motor fordulatszáma	[1/s]

A kapcsoló pofa és a kapcsoló dob közötti súrlódó erő  $\mu$  súrlódási tényező esetén

$$F_s = F_{cf} \cdot \mu = \mu \cdot m \cdot R \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \quad [\text{N}]$$

Ezzel számítható a centrifugális tengelykapcsolóval átvihető nyomaték, a következő összefüggéssel:

$$M_{Tk} = N \cdot R \cdot \mu \cdot m \cdot R \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 = N \cdot \mu \cdot m \cdot R^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \quad [\text{Nm}]$$

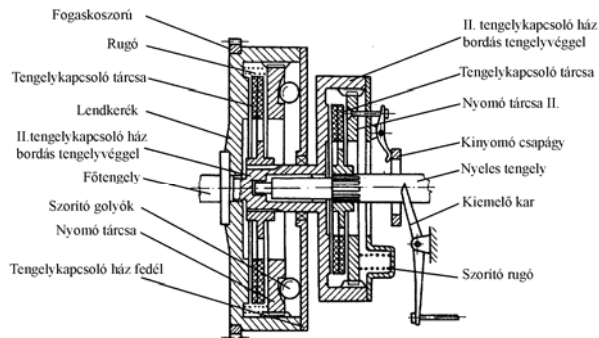
Ahol **N** a kapcsoló pofák száma [db]

A 2. 29 ábrán látható tengelykapcsoló visszahúzó rugóját úgy méretezik, hogy az a motor alapjáraton ne engedje, a centrifugális erő hatására, a kapcsoló pofákat a kapcsoló dobhoz szorulni, vagyis alapjáraton a tengelykapcsoló oldott állapotban van. A fordulatszám emelésével, a fordulatszám négyzetével arányosan növekszik a kapcsoló pofákat a kapcsoló dobhoz összeszorító erő, és ezzel a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték.

Vagyis sima gázadással az ilyen típusú tengelykapcsoló automatikusan biztosítja a sima, rángatás mentes indítást. Hátrányként jelentkezik viszont, hogy a fordulatszám növekedésével, annak négyzetével arányosan növekszik a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték, nagy fordulatszámok esetén bekövetkező extrém terhelésnél, a tengelykapcsoló nem csúszik meg, s ezzel az erőátviteli rendszer további meghibásodását okozhatja.

További hátránya, hogy nem teszi lehetővé a sebességváltáshoz szükséges gyors szét-, illetve összekapcsolást, miután a tengelykapcsoló csak a fordulatszám alapjáratra történő lecsökkenése után old. Ezért az ilyen tengelykapcsolók csak fokozat nélküli sebességváltók esetén alkalmazhatók.

A sebességváltáshoz szükséges gyors szét-, illetve összekapcsolást biztosítására, a centrifugális tengelykapcsolókat, azzal sorba kapcsolt száraz egytárcsás tengelykapcsolóval szokták kiegészíteni. Egy ilyen, lehetséges megoldás látható a 2. 30 ábrán.

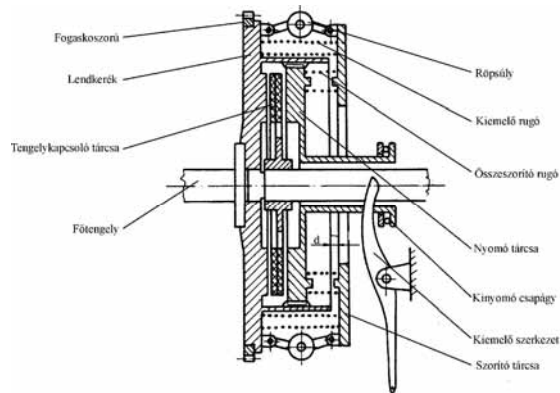


### 2.30 ábra kiegészítő kapcsolóval ellátott centrifugális tengelykapcsoló

A meghajtó motor főtengelyéhez csavarokkal rögzített lendkerék peremén található az önindító motor fogaskerekéhez kapcsolódó fogaskoszorú. A lendkerék agyában készített furatban van csapágyazva a kiegészítő, száraz egytárcsás tengelykapcsoló ház bordás tengelyvége. Ezen a bordás tengelyvégen mozoghat tengely irányban (axiálisan) a centrifugális főtengelykapcsoló, tengelykapcsoló tárcsája. A főtengelykapcsoló tárcsát a lendkerékkel a speciális hornyokkal ellátott nyomótárcsa szorítja össze. Az összeszorító erőt, a nyomótárcsa speciális hornyáiban elhelyezett golyókra ható centrifugális erő biztosítja. A golyók a bemunkált hornyokon kifelé mozdulva, a tengelykapcsoló ház fedél és a hornyok közötti szűkülő hézag következtében az oldó rugók ellenében a nyomótárcsát tengely irányban elmozdítva, összeszorítják, a tengelykapcsoló tárcsát a lendkerék súrlódó felületével. A létrejövő súrlódó erő nyomatéka ezzel a kiegészítő tengelykapcsoló házra jut. A kiegészítő tengelykapcsoló zárt állapotban van, így az a nyomatékot a sebességváltó nyeles tengelyére továbbítja.

A sebességváltáshoz szükséges gyors szétkapcsolás és összekapcsolás a kiegészítő tengelykapcsoló működtetése biztosítja.

A nagy fordulatszám és extrém nagy terhelések esetén a centrifugális tengelykapcsolók megcsúszását biztosító konstrukciós megoldás látható a 2.31 ábrán. A korlátozott, vagy maximált összeszorító erejű centrifugális tengelykapcsolónál a centrifugális erő növekedésének hatását az összeszorító erőre maximálják.



## 2. 31 ábra Maximált összeszorító erejű centrifugális tengelykapcsoló

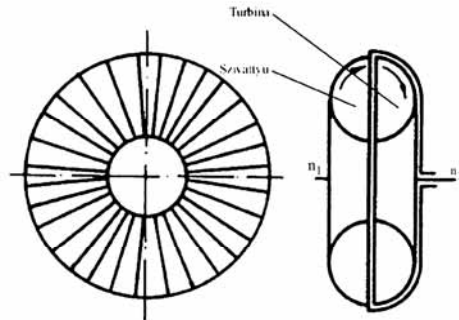
A meghajtómotor főtengelyéhez csavarokkal rögzített lendkerék peremén található az önindító motor fogaskerekéhez kapcsolódó fogaskoszorú. A lendkerék agyában készített furatban van csapágyazva a sebességváltó nyeles tengelyének bordás tengelyvége, melyen tengelyirányban tud elmozdulni a bordás aggyal hozzá kapcsolódó tengelykapcsoló tárcsa. A tengelykapcsoló tárcsát a nyomó tárcsa szorítja össze a lendkeréken kialakított súrlódó felülettel. A nyomó tárcsára a nyomó tárcsa és a szorító tárcsa közé beépített összeszorító rugó hat. A szorító tárcsát a rőpsúlyokra ható centrifugális erő, emelőkarokon keresztül tengelyirányban, a lendkerék irányában elmozdítva növeli a nyomótárcsára ható összeszorító rugóerőt, mindaddig, míg a szorító tárcsa homlokfelülete fel nem ül, a  $d$ -vel jelzett elmozdulás után, a tengelykapcsoló ház erre a célra kialakított felületére. Ettől az állapottól kezdve az összeszorító erő állandó, nem függ a tengelykapcsoló fordulatszámától. Értéke csak az összeszorító rugó előfeszítettségének és rugóállandójának a függvénye. A tengelykapcsoló oldását, sebességváltáskor a már jól ismert működésű kiemelő szerkezet végzi.

Ezzel a tengelykapcsoló konstrukcióval tehát a fordulatszám növelésével (gázadás) a gépkocsi simán, rángatás nélkül, a kiemelő szerkezet használata nélkül indítható. Nagy fordulatszámok esetén, az összeszorító erő korlátozása miatt, extrém terhelések esetén a tengelykapcsoló megcsúszhat. A kiemelő szerkezet biztosítja a gyors kiemelést és összekapcsolást és ezzel a sebességváltás lehetőségét. Fékezéskor, a tengelykapcsoló kiemelő szerkezetének működtetése nélkül a tengelykapcsoló az alapjárat fordulatáig automatikusan old, a kiemelő rugók az összeszorító erőt megszüntetik.



### 2.3. Hidrodinamikus tengelykapcsolók

A hidrodinamikus tengelykapcsolók szerkezete rendkívül egyszerű. Két félbe vágott és egymással szembe fordított belülről sugár irányban bordázott körgyűrű (tórusz) alakú tányérból áll, ahogy ez a 2. 32 ábrán látható.

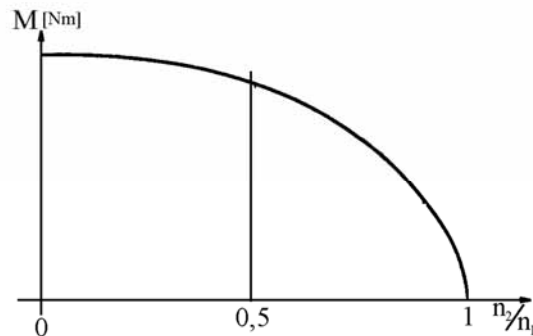


2. 32 ábra Hidrodinamikus tengelykapcsoló

A motor főtengelyéhez rögzített, hajtó félgyűrű alakú tányért szivattyúnak, a vele szemben elhelyezett, hajtott félgyűrű alakú tányért turbinának nevezik. A szivattyú és a turbina félgyűrű alakú tányérjai sugár irányban egyenes bordákkal, lapátokkal vannak ellátva. A torziós lengések, illetve a rezonancia jelenségek elkerülése érdekében a szivattyú, illetve a turbina gyűrűben lévő bordák száma, esetleg osztása eltérő lehet.

A nyomatékot a szivattyúról a turbinára az egymással szembe fordított két félgyűrű alakú tányér közé töltött, folyadék, többnyire hidraulika olaj viszi át. A motor által meghajtott szivattyú lapátai között lévő folyadékra ható centrifugális erő a folyadékot sugár irányú áramlásra kényszeríti, miközben érintő, tangenciális irányban is felgyorsítja. A lapátok között a sugár irányú áramlás jön létre, a folyadék a szivattyú lapátai közül a turbina lapátai közé áramlik. Amíg a turbina lapátai közé áramló folyadék érintő, tangenciális irányú sebessége nagyobb, mint a turbina lapátjainak kerületi sebessége, a folyadék a lapátoknak ütközve hajtja meg a turbinát. A turbina lapátai között lelassult tangenciális, érintő irányú folyadék a turbina lapátai közül sugár irányban visszaáramlik a szivattyúba ahol az érintő, tangenciális irányban ismét felgyorsítja. Ez a folyamat egészen addig tart, míg a turbina fordulatszáma el nem éri a szivattyú fordulatszámát. Ebben az esetben nincs különbség a folyadék tangenciális, sugár irányú sebessége és a turbina lapátjainak kerületi sebessége között. A folyadék nem ütközik a turbina lapátjaiba, így a folyadék tangenciális impulzusa nem változik, nem hat további erő, és ezzel nyomaték a turbinára. Természetesen a turbina gyűrű fordulatszámának növekedésével, a turbina lapátok közötti folyadékra is hat a centrifugális erő. A folyadék a turbinában is sugár irányban kifelé áramlana. Ezért a turbina gyűrű fordulatszámának emelkedésével a sugár irányú áramlás intenzitása is és az átvihető nyomaték is csökken.

A hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték változása a turbina és a szivattyú gyűrűk fordulatszám viszonyának függvényében a 2. 33 ábrán látható.



2. 33 ábra A hidrodinamikus tengelykapcsolókkal átvihető nyomaték változása a turbina és a szivattyú gyűrűk fordulatszám viszonyának függvényében

A hidrodinamikus tengelykapcsoló működése során a szivattyú és a turbina között a nyomaték nem változik, módosítás nincs, azaz

$$M_{\text{szivattyú}} = M_{\text{turbina}}$$

A szivattyú teljesítménye:

$$P_{\text{szivattyú}} = M_{\text{szivattyú}} \cdot \omega = M_{\text{szivattyú}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{szivattyú}}$$

A turbina teljesítménye:

$$P_{\text{turbina}} = M_{\text{turbina}} \cdot \omega = M_{\text{turbina}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{turbina}}$$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka:

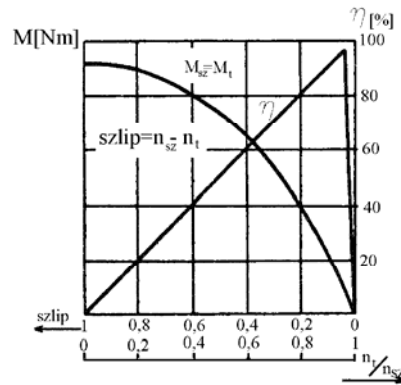
$$\eta = \frac{P_{\text{turbina}}}{P_{\text{szivattyú}}} = \frac{M_{\text{turbina}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{turbina}}}{M_{\text{szivattyú}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{szivattyú}}}$$

Miután a tengelykapcsolón nyomatékmódosítás nincs,  $M_{\text{szivattyú}} = M_{\text{turbina}}$

A hidrodinamikus tengelykapcsoló hatásfoka

$$\eta = \frac{P_{\text{turbina}}}{P_{\text{szivattyú}}} = \frac{n_{\text{turbina}}}{n_{\text{szivattyú}}}$$

A hidrodinamikus tengelykapcsolók nyomaték és hatásfok változása a turbina és a szivattyú fordulatszám viszonyának, illetve a szivattyú és a turbina fordulatszám különbségének (szlip) függvényében a 2. 34 ábrán látható.



2. 34 ábra A hidrodinamikus tengelykapcsolók nyomaték és hatásfok változása a turbina és a szivattyú fordulatszám viszonyának, illetve a szivattyú és a turbina fordulatszám különbségének (szlip) függvényében

A 2. 34 ábra jól szemlélteti, hogy a hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték és a tengelykapcsoló hatásfoka a szlip csökkenésével, illetve a turbina és a szivattyú fordulatszám viszonyának növekedésével csökken. A hatásfok 0,02 szlip esetén éri el a maximumot, mintegy 98%-ot.

Ennél az értéknél a folyadék áramlás a szivattyú és a turbina gyűrűk között rohamosan lecsökken, majd megszűnik, további nyomaték átvitel nem lehetséges. Az ábrából az is következik, hogy a maximális nyomaték, maximális szlip esetén jön létre, vagyis akkor, amikor a turbina gyűrű áll.

A 2. 34 ábrán látható jelleggörbék üzemi hőmérsékleten, töltő folyadékkal teljesen feltöltött állapotra vonatkoznak, vagyis a hidrodinamikus tengelykapcsoló töltési foka

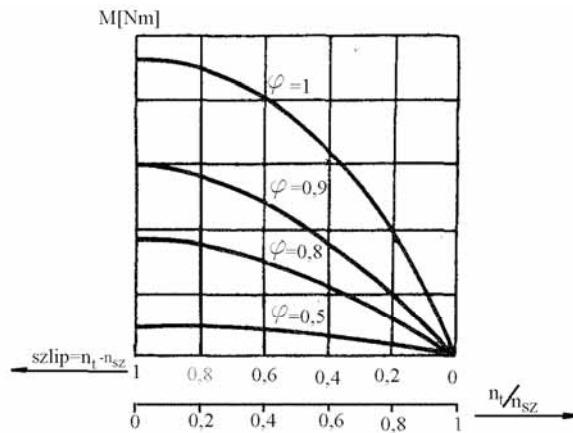
$$\varphi = \frac{V_{\text{folyadék}}}{V_{\text{tengelykapcsoló}}} = 1$$

Ahol

$V_{\text{folyadék}}$  a betöltött folyadék térfogata [ $\text{m}^3$ ]

$V_{\text{tengelykapcsoló}}$  a tengelykapcsoló folyadékterének a térfogata [ $\text{m}^3$ ]

A hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték, az így értelmezett töltési fok csökkenésével a szlip, illetve a turbina és a szivattyú fordulatszám viszonyainak változásával, csökken. Ezen nyomaték csökkenés jellege látható a 2. 35 ábrán.

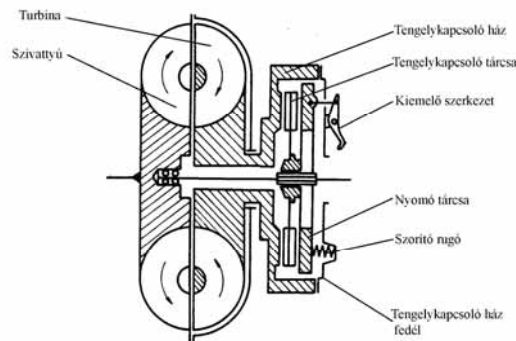


2. 35 ábra A hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték, változása a töltési fok csökkenésével

### 2.3.1. A hidrodinamikus tengelykapcsolók szerkezete működése, konstrukciós változatai.

A hidrodinamikus tengelykapcsolókat általában bolygóműves sebességváltók alkalmazása esetén alkalmaznak. Hagyományos, mechanikus váltók alkalmazása esetén, a hidrodinamikus tengelykapcsoló nem biztosítja a váltáshoz szükséges gyors szétkapcsolás és összekapcsolás műszaki feltételeit.

Ezért, hagyományos mechanikus sebességváltók alkalmazása esetén, a hidrodinamikus tengelykapcsoló turbina tengelyét, egy hagyományos egytárcsás kiegészítő súrlódó kapcsolóval kötik össze, ahogy ez a 2. 36 ábrán látható.



2. 36 ábra Egytárcsás száraz tengelykapcsolóval kiegészített hidrodinamikus tengelykapcsoló

A hidrodinamikus tengelykapcsoló turbina gyűrűje és a kiegészítő száraz egytárcsás tengelykapcsoló kapcsoló háza egy anyagból van megmunkálva.

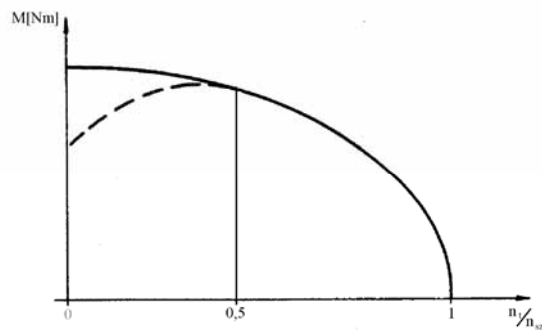
Indításkor a száraz egytárcsás tengelykapcsoló zárt állapotban, alaphelyzetben van. A szivattyú fordulatszámának emelkedésével a turbinára jutó nyomaték megnövekszik, a gépkocsi simán, rángatástól mentesen elindul. A hagyományos mechanikus sebességváltó alkalmazása esetén, a sebességváltáshoz a gyors szét,

illetve összekapcsolást a mechanikus, száraz egytárcsás kiegészítő tengelykapcsoló biztosítja.

A hidrodinamikus tengelykapcsolóval szerelt gépjárműveknél gyakori probléma, hogy érzékenyek az alapszármazási fordulatszámra, és már alacsony fordulatszámon is nagyobb hajtó nyomatékot visznek át, mint az erőátviteli rendszer belső súrlódásból származó veszteség nyomatéka. Ilyenkor gázadás nélkül is a gépjármű lassan elindul. Ezt a jelenséget nevezik kúszásnak. Ilyenkor a gépjármű vezetője a fékre lépve tudja csak helyben tartani gépkocsiját.

A kúszás megakadályozásának másik módja az, hogy kis fordulatszámon csökkentett töltési fokkal üzemeltetik a hidrodinamikus tengelykapcsolókat, melynek hatására alacsony fordulaton erősen lecsökkenthető az átvitt nyomaték.

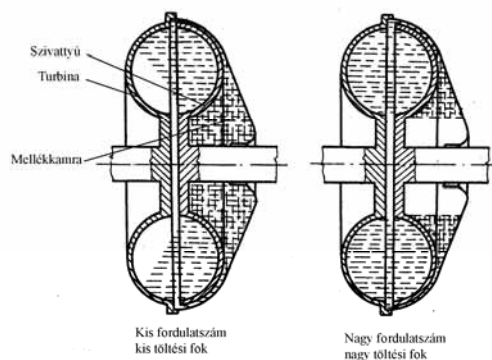
A nyomatéki görbe jellegét lecsökkentett töltési fok esetén a 2. 37 ábra mutatja.



2. 37 ábra A nyomatéki görbe jellege, a szivattyú alacsonyabb fordulatszámán lecsökkenő töltési fok esetén

A következő ábrákon, az alacsony fordulatszámok esetén, a töltési fok csökkentését biztosító konstrukciók láthatók.

A 2.38 ábrán egy speciális, úgynevezett mellékkamrás hidrodinamikus tengelykapcsoló látható.

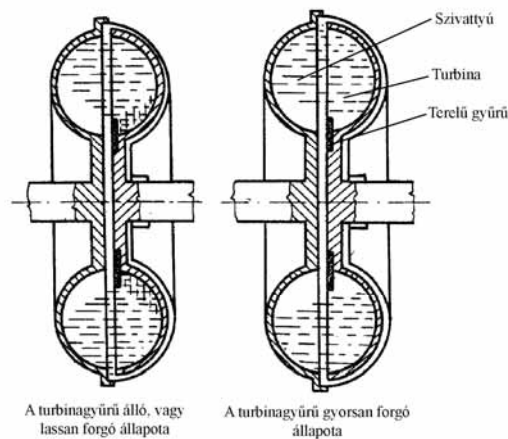


2. 38 ábra Mellékkamrás hidrodinamikus tengelykapcsoló

A tengelykapcsoló nincs teljesen feltöltve folyadékkal, töltési foka  $\varphi < 1$ . Alapszármazási fordulatszám, illetve mikor a turbina áll, vagy kis fordulatszámmal forog, a folyadék egy része, a szivattyúból a centrifugális erő hatására a mellékkamrá-

ba áramlik, és ezért nem vesz részt az áramlásban, illetve a nyomaték átvitelében. A hidrodinamikus tengelykapcsoló töltési foka és ezzel az átvihető nyomaték lecsökken. A turbina fordulatszámának növekedésével, a fellépő centrifugális erő hatására a mellékkamrából egyre több folyadék áramlik sugár irányban kifelé, feltöltve a szivattyú és a turbina lapátozása közötti teret, megnövelve, a hidrodinamikus tengelykapcsoló töltési fokát és ezzel az átvihető nyomaték nagyságát.

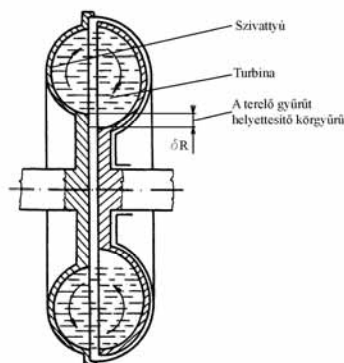
A töltési fok csökkentése, a turbinakerék álló, vagy kis fordulatszámmal forgó állapotában a 2. 39 ábrán látható terelő gyűrű beépítésével is lehetséges.



2. 39 ábra. Hidrodinamikus tengelykapcsoló terelő gyűrűvel

A beépített terelő gyűrű a turbinakerék álló, vagy kis fordulatszámmal forgó állapotában megakadályozza a töltő folyadék egy részének, a centrifugális erő hatására történő cirkulációját a szivattyú és a turbina lapátok közötti gyűrű alakú térben, ezzel csökkentve a töltési fokot, illetve a hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték nagyságát. A turbinagyűrű fordulatszámának növekedésével a teljes folyadéktöltés részt vesz a cirkulációban, a töltési fok és ezzel a hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték is megnövekszik.

Az 2. 40 ábrán a terelő gyűrűt egy a szivattyúgyűrűnél kisebb belső átmérőjű turbinagyűrűvel építik egybe.



2. 40 ábra Hidrodinamikus tengelykapcsoló a turbinagyűrűben kialakított töltőfolyadék tároló térrel

Ennél a megoldásnál a terelőgyűrű szükségtelen. A turbinagyűrű álló, vagy kis fordulatszámmal forgó állapotában, a cirkulációban résztvevő töltőfolyadék mennyiségét a szivattyúgyűrű tányér homloklapfelülete korlátozza.

### 2.3.2. A hidrodinamikus tengelykapcsoló tulajdonságai.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló előnyei:

- Sima rángatástól mentes indítás
- A folyadék kapcsolat extrém nagy nyomatékok átvitelét megakadályozza
- A motor torziós lengéseinek hatásos csillapítása
- Egyszerű, olcsó, mechanikus súrlódástól mentes szerkezet
- Hosszú élettartam
- Megfordítható üzemmód, vagyis a szivattyú és a turbina szerepe felcserélődhet, motorfék üzem
- Rugalmas, lágy átmenet a motorfék üzemre
- Karbantartást az időszakos töltőfolyadék cserén kívül nem igényel.

A hidrodinamikus tengelykapcsolók hátrányai:

- Hagyományos mechanikus váltóval szerelve, a gyors szét és összekapcsolás biztosítására, kiegészítő mechanikus tengelykapcsolót kell alkalmazni
- Érzékeny az alapjárat fordulatszám beállítására, túl nagy alapjárat fordulatszám esetén, az átvitt nyomaték nagyobb lehet, mint az erőátviteli rendszer veszteségnyomatéka. Ilyenkor a gépkocsi előrehalad, kúszik. A gépkocsira rá kell fékezni, annak álló helyzetben tartásához.
- A gépjármű motorja betolással nem indítható, csak ha a hidrodinamikus tengelykapcsoló két oldalát, a szivattyút és a turbinát mechanikusan összekapcsoló szerkezettel egészítik ki.
- A kisebb fordulatszámokon a nagy szlip miatt rossz a hatásfoka, ami természetesen nagyobb üzemanyag fogyasztást eredményez.

A töltőfolyadékkal szemben támasztott műszaki követelmények:

- A hőmérséklet változásától kevésbé függjön a viszkozitása, egy körüli legyen a viszkozitási indexe
- Oxidáció nélkül viselje el a magas hőmérsékleteket is
- Nagy kémiai stabilitás, hosszú élettartam
- Magas forráspont, a buborékképződés csak 100 °C feletti hőmérsékleten következzen be.

- Magas gyulladási hőmérséklet, magas lobbanáspont.
- Alacsony dermedési hőmérséklet, a dermedéspont alacsonyabb legyen az üzemeltetés során előfordulható minimális hőmérsékleténél.
- A mechanikai szennyeződésektől való mentesség, nagyfokú mechanikai tisztaság.

### 2.3.3. A hidrodinamikus tengelykapcsolók méretezése.

A hidrodinamikus tengelykapcsolókkal átvihető nyomaték  $M_{TK}$  az alábbi összefüggéssel számítható:

$$M_{TK} = k_m \cdot D^5 \cdot n_{szivattyú}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot s [Nm]$$

Ahol

$k_m$  a nyomaték átviteli tényező  $k_m = (1 \div 8) \cdot 10^{-6}$

A nyomaték átviteli tényező értéke függ a:

- A szivattyú és a turbina szlipjétől

$$s = \frac{n_{szivattyú} - n_{turbina}}{n_{szivattyú}} \text{ vagy } s\% = \frac{n_{szivattyú} - n_{turbina}}{n_{szivattyú}} \cdot 100$$

Ahol

$n_{szivattyú}$  a szivattyú fordulatszáma

$n_{turbina}$  a turbina fordulatszáma

- A töltési foktól  $\varphi = \frac{V_{tényleges}}{V_{maximum}}$

Ahol

$V_{tényleges}$  a töltő folyadék térfogata

$V_{maximum}$  a maximálisan betölthető folyadék térfogata

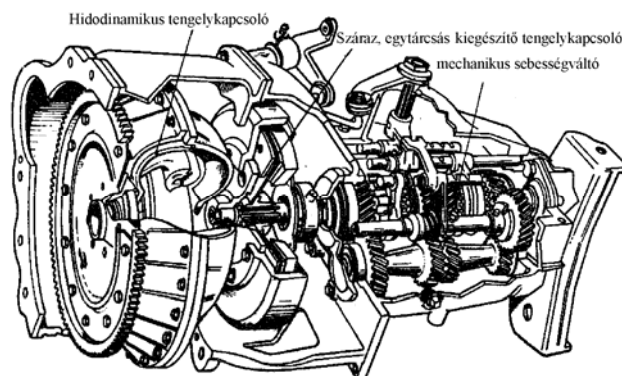
- A Reynolds számtól  $Re = \frac{n_{szivattyú} \cdot D_1^2}{\nu}$  ahol  $\nu$  a töltő folyadék kinematikai viszkozitása.
- A hidrodinamikus tengelykapcsoló konstrukciós kialakításától
- A hidrodinamikus tengelykapcsoló geometriai méretviszonyaitól
- A szivattyú, illetve a turbina lapátszámától
- A lapátok vastagságától
- A megmunkált felületek érdességétől.



- A töltőfolyadék kinematikai viszkozitásától.

$D$	az áramló töltőfolyadék gyűrű maximális átmérője [m]
$n_1$	a szivattyú fordulatszáma [1/sec]
$s$	a szlip
$g$	a gravitációs gyorsulás $9,81[m/sec^2]$
$\rho$	a sűrűség $[kg/m^3]$

A 2. 41 ábrán egy mechanikus sebességváltó elé épített egy száraz egytárcsás tengelykapcsolóval kiegészített hidrodinamikus tengelykapcsoló beépítés látható.

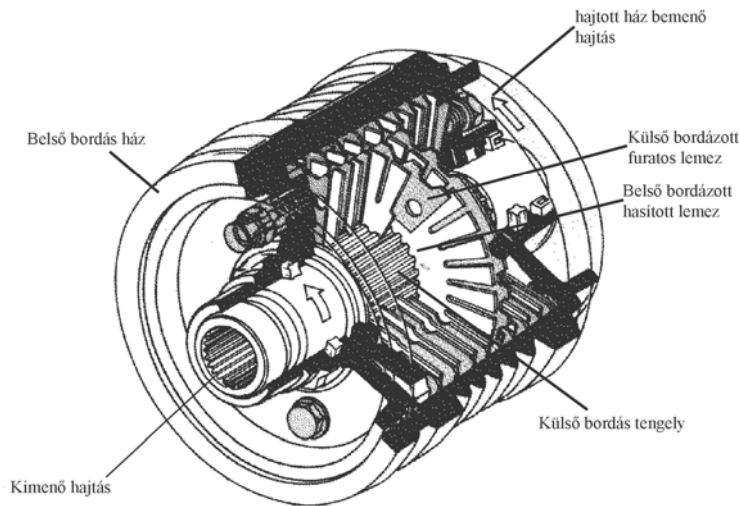


2. 41 ábra Mechanikus sebességváltó elé épített egy száraz egytárcsás tengelykapcsolóval kiegészített hidrodinamikus tengelykapcsoló

#### 2.4. Viszko kapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai, alkalmazási területei.

A 2. 42 ábrán egy viszko tengelykapcsoló, egy lehetséges konstrukciós változata látható. Szerkezetét tekintve a kapcsoló nagyon hasonlít a már tárgyalt acéllamellás, többlemezes, többnyire olajjal töltött házban működő tengelykapcsolókhöz. Működése azonban nagyban eltér attól.

A viszko kapcsoló sugár irányban hasított belső fogazású, valamint furatokkal ellátott külső fogazású lemezekből áll, melyek tengely irányban felváltva követik egymást. A furatos külső fogazású lamellák a meghajtott viszkó kapcsoló ház belső alkotó irányú bordázatához kapcsolódnak, míg a hasított belső fogazású lamellák a külső bordás tengelyhez kapcsolódnak. A viszkó tengelykapcsoló ház, a lamellák közötti tér töltő folyadékkal van feltöltve. A hajtott házhoz kapcsolódó külső fogazású furatos lemezek és a kihajtott bordástengelyhez kapcsolódó belső fogazású hasított lemezek közötti távolság, hézag nagyon kicsi, néhány tized milliméter, és működés közben állandó. Vagyis a viszkó kapcsolóknál a nyomatékot nem a mechanikus súrlódás, hanem a folyadéksúrlódás viszi át, szemben a már ismert acéllamellás tengelykapcsolókkal.



2. 42 ábra Viszko tengelykapcsoló

A folyadéksúrlódással történő nyomatékátvitelnek sajátos előnyei vannak. A hajtó és a hajtott lemezek közötti sebességkülönbség növekedésével a folyadékban létrejövő nyíróerő, és vele az átvitt nyomaték növekszik.

Ennek hatására, ha a két összekötött tengely fordulatszáma között számottevő különbség nincs, a viszko tengelykapcsoló két tengelyvége egymáshoz képest, a kis nyírási ellenállást ellenében elfordulhat. Ez a helyzet például a gépjárművek kanyarodásakor, mikor is a belső íven forduló kerekek fordulatszáma szükség-szerűen kisebb, mint a külső íven haladóké. A fordulatszám különbség nagymértékű növekedése esetén, például ez egyik hajtott kerék kipörgése esetén, a viszko tengelykapcsoló automatikusan, a fordulatszám-különbség növekedésével egyre nagyobb nyomatékot visz át a nem kipörgő tengelyre.

A sebességkülönbség hatására létrejövő nyíróerő a következő összefüggésből számítható:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dx} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

ahol  $\tau$  a nyírófeszültség  $\left[ \frac{N}{m^2} \right]$

$\mu$  a dinamikai viszkozitás  $\left[ \frac{N \text{ sec}}{m^2} \right]$

$dv$  a sebességkülönbség a hajtó és a hajtott lamellák között, igen kis lamella távolságok és newtoni töltőfolyadékok esetén

$dx$  a hajtott, illetve a hajtó lamellák távolsága

A viszko tengelykapcsolókat, mechanikai tulajdonságai alapján egyre gyakrabban alkalmazzák, a viszonylag alárendelt szerepű hűtő ventilátorhajtáson túl, a később tárgyalásra kerülő négy kerék hajtású erőátviteli berendezések osztóműveiben.

A viszko tengelykapcsolóban tehát a nyomatékot a folyadéksúrlódás viszi át, mechanikus súrlódás, gyakorlatilag nincs. Ezért a tengelykapcsoló lamellái nem kopnak, a folyadéksúrlódással átvitt nyomaték hatásosan csillapítja az erőátviteli rendszerben kialakuló lengéseket, lökéseket, a sima rángatás mentes erőátvitelt.

## **2.5. Tengelykapcsolók automatikus vezérlése.**

A tengelykapcsolók automatizálása a gépjárművek vezetőjét, kezelőjét hivatott tehermentesíteni, csökkenti a vezető kifáradását, fizikai terhelését, különösen nagyvárosi forgalomban.

Az eddig ismertetésre került automatikus működésű tengelykapcsolók, mint például a centrifugális tengelykapcsolók, vagy a hidrodinamikus tengelykapcsolók, kifogástalanul biztosítják a sima indítást és a megállást, ugyanakkor, kiegészítő tengelykapcsoló nélkül, alkalmatlanok a sebességváltást biztosító gyors szét-, illetve összekapcsolásra.

A következőkben a sima indítást és megállást is, de a sebességváltáshoz szükséges gyors oldást és összekapcsolást is biztosító automatikus működtetésű tengelykapcsolók konstrukciós változatait vizsgáljuk. Ezek közös tulajdonsága, hogy emberi beavatkozás nélkül, valamely segédenergia felhasználásával működtetik a tengelykapcsolókat.

Az alkalmazott segédenergia szerint ezek a tengelykapcsolók is csoportokba sorolhatók.

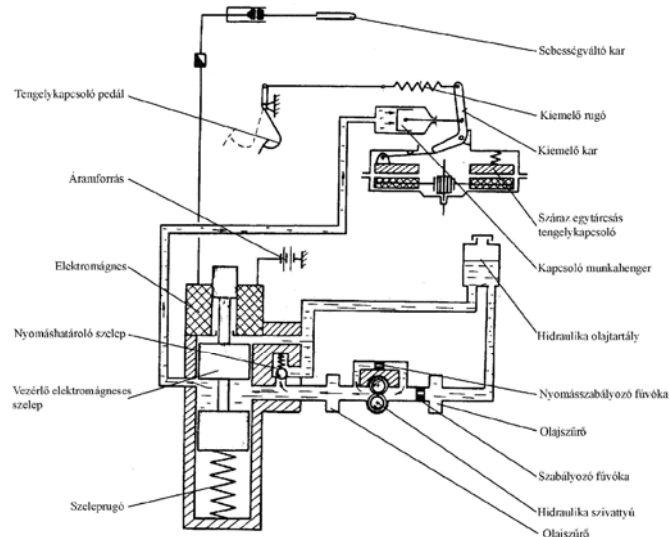
A tengelykapcsolókat működtető segédenergia fajták a következők:

- hidraulikus
- pneumatikus
- elektromos
- illetve ezek kombinációi

### **2.5.1. Hidraulikus vezérlésű automatikus tengelykapcsolók.**

#### **2.5.1.1. Elektrohidraulikus tengelykapcsoló szerkezete és működése.**

A 2. 43 ábrán egy elektrohidraulikus működtetésű száraz egytárcsás tengelykapcsoló látható.



2.43 ábra Elektrohidraulikus működtetésű száraz egytárcsás tengelykapcsoló

Az elektrohidraulikus működtetésű száraz egytárcsás tengelykapcsoló a következő szerkezeti elemekből áll:

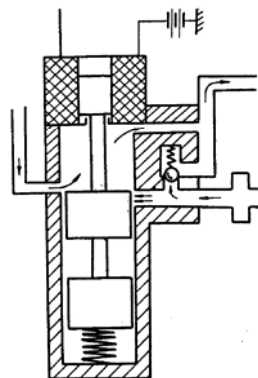
- A motor főtengelyéről meghajtott hidraulika tápegység, melynek részei a következők:
  - hidraulika szivattyú, beépített nyomáscsökkentő fűvókával. Általában fogaskerék szivattyú, de lehet más térfogat kiszorítási elven működő szivattyú is.
  - Olajtartály
- nyomáshatároló szeleppel ellátott elektromágneses vezérlő szelep.
- kapcsoló munkahenger
- kiemelő rugó
- kiemelő kar
- száraz egytárcsás tengelykapcsoló
- sebességváltó kar, megszakító elektromos mikrokapcsolóval
- kinyomott állapotban rögzíthető tengelykapcsoló pedál betoláshoz, parkoláshoz.

Az elektrohidraulikus automata tengelykapcsoló alaphelyzetben szétkapcsolt állapotban van. Ezt a tengelykapcsoló pedál kinyomott helyzetben történő rögzítésével érhető el. A motor elindítása után a hidraulika szivattyú a beépített fűvó-

kák által szabályozott, a motor fordulatszámaival arányos folyadékmennyiséget szállít. A beépített szabályozó fűvókák furatainak átmérője úgy van meghatározva, hogy a szivattyú, a motor alapjárat fordulatán nem tud akkora hidraulika olajnyomást létrehozni, amely a kiemelő rugó ellenében a kapcsoló munkahenger dugattyúját el tudná mozdítani. Ilyenkor a hidraulika olaj a nyomásszabályozó fűvókán keresztül a hidraulika szivattyú nyomó teréből a hidraulika szivattyú szívó terébe áramlik vissza. A kapcsoló munkahenger dugattyúja a kiemelő karhoz, kiemelő villához van rögzítve. Indításkor, a motor fordulatszáma növekedésével, a hidraulika olaj nyomása, fordulatszám növekedésével arányosan megnövekszik. A hidraulika olaj a 2. 43 ábrán alaphelyzetben nyitott állapotban látható elektromágneses vezérlőszelepen keresztül a kapcsoló munkahengerbe áramlik, lassan elmozdítva annak a kapcsoló karhoz rögzített dugattyúját, amely a kiemelő rugó ellenében fokozatosan bekapcsolja a tengelykapcsolót. A gépjármű simán, rángatástól mentesen elindul. Megálláskor is hasonló a helyzet. Amikor gépjármű motor fordulatszáma az alapjárat fordulatára csökken, a hidraulika olaj nyomása a kapcsoló munkahengerben lecsökken, a kiemelő rugó hatására a kapcsoló munkahenger dugattyúja hátrafelé elmozdulva szétkapcsolja, kiemeli a kiemelő kar közvetítésével a tengelykapcsolót megakadályozva a motor lefulladását, megállását. Ezzel tehát a sima indulás és a megálláskor történő tengelykapcsoló oldás automatizálása megoldott.

A sebességváltáshoz szükséges gyors szétkapcsolást, illetve összekapcsolást a sebességváltó karba beépített elektromos mikrokapcsoló segítségével, a következő módon oldják meg:

- a sebességváltó kar működtetésekor az elektromos mikrokapcsoló bekapcsolja a vezérlő elektromágneses szelep elektromágnesének áramkörét
- az elektromágnes a vezérlő szeleprugó ellenében behúzza a vasmagot, elmozdítva a vezérlő szelep dugattyúját, megszüntetve az olajnyomást a kapcsoló munkahengerben. Az hidraulika olaj a vezérlő elektromágneses szelep bekapcsolt állapotban a 2. 44 ábrán látható módon visszafolyik az olajtartályba.



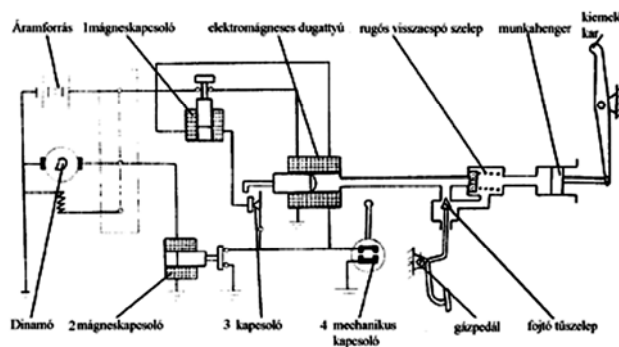
2. 44 ábra Vezérlő elektromágneses szelep működése bekapcsolt elektromágnes esetén

- A kiemelő rugó oldja a tengelykapcsolót, a sebességváltás végrehajtható.
- A sebességváltó kar elengedésekor a mikrokapcsoló megszakítja az elektromágneses áramkörét, a vezérlőszelep rugó a szelepet ismét alaphelyzetbe hozza, gázadáskor a kapcsoló munkahengerben az olajnyomás megnő, a tengelykapcsoló zárt állapotba kerül.

Az elektrohidraulikus automata tengelykapcsoló betolás, vagy beparkolás, illetve a vezérlő mágnes szelep üzemzavara esetén mechanikusan is működtethető. Ilyenkor a kapcsoló pedál kiemelt helyzetben történő rögzítése megszüntethető és a kiemelő rugó egy vonóhuzal segítségével tehermentesíthető, a tengelykapcsoló bekapcsolt állapotba kerül.

### 2.5.1.2. Cuplomatic kapcsoló szerkezete, működése.

Az elektrohidraulikus automatikus tengelykapcsolók egy másik lehetséges konstrukciós megoldása a 2. 45 ábrán látható cuplomatic tengelykapcsoló. Ennél a megoldásnál a tengelykapcsoló oldását végzi egy hidraulikus munkahengerre ható olajnyomás. A segédenergiát, az olajnyomást a kapcsolás idejére egy elektromágneses húzóerejével működtetett vasmag állítja elő.



2. 45 ábra A cuplomatic elektrohidraulikus automata tengelykapcsoló működési vázlata

Ha az elektromágneses dugattyú két részre osztott tekercsére áramot vezetnek, a keletkező mágneses tér berántja a vasmag dugattyút, mely nyomás alá helyezi az előtte lévő hidraulika olajat. A nyomás alatti folyadék elmozdítja a munkahenger dugattyúját, mely a kiemelő karhoz kapcsolódva oldja a tengelykapcsolót. Az elektromágneses dugattyú áramkörének kikapcsolásával a vasmag dugattyú visszatér eredeti állapotába, s a tengelykapcsoló zár. A dugattyú visszatérésének sebessége a gázpedál állás függvénye. Ha a gázpedál nincs lenyomva, ez a helyzet jön létre például alacsonyabb sebességbe kapcsoláskor, a töltő folyadék a rugós visszacsapó szelep szeleptányójában lévő szűk furaton keresztül, csak lassan képes visszaáramolni. Ez esetben a tengelykapcsoló csak lassan zár, ami

visszakapcsolásnál indokoltan megnöveli az összekapcsolandó fogaskerekek fordulatszámának szinkronizálásra, rendelkezésre álló időt.

Az elektromágneses dugattyú áram alá helyezését a 2 számú mágnes kapcsoló, illetve a sebességváltó karnál elhelyezett 4 jelű mechanikus kapcsoló végzi. A 2-es jelű mágnes kapcsoló mágnes tekercse a gépjármű áramfejlesztő dinamójától kapja az áramot. Álló motornál, vagy alapjárat fordulatán a keletkező feszültség kicsi ahhoz, hogy a mágnes kapcsoló vasmagját behúzza, oldja az elektromágneses dugattyú áramkörét. Az elektromágneses dugattyú behúzott állapotban marad, amely a tengelykapcsoló oldott állapotának felel meg, vagyis lap-helyzetben ez az elektrohidraulikus tengelykapcsoló is oldott állapotban van.

Indításkor, növekvő motorfordulatszámmal, az áramfejlesztő dinamó feszültsége eléri azt a szintet, mikor is a 2-es jelű mágnes kapcsoló behúzza a vasmagot, szétkapcsolva az elektromágneses dugattyú áramkörét, a dugattyú a gázpedál állástól függő sebességgel hátra mozdul, a munkahengerből az olaj visszaáramlik vagy a rugós visszacsapó szelep szeleptányérján lévő szűk furaton keresztül lassan, vagy lenyomott gázpedál állás esetén a rugós visszacsapó szelep kerülő vezetékén gyorsabban, és ezzel a tengelykapcsoló zár.

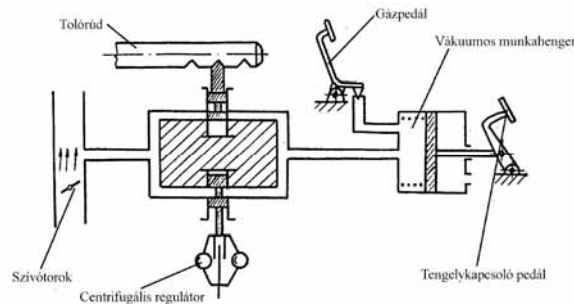
Sebességváltáskor a sebességváltó karba épített mechanikus mikrokapcsoló zárja az elektromágneses dugattyú mágnes tekercsének az áramkörét. A dugattyú előre mozdul, a folyadék, nyomás alá kerül, a munkahenger a kiemelő karon keresztül oldja a tengelykapcsolót. A következő fokozatba való kapcsolást követően a sebességváltó karba épített mechanikus mikrokapcsoló megszakítja az elektromágneses dugattyú mágnes tekercsének az áramkörét. Az elektromágneses dugattyú hátra mozdul a gázpedálállástól függő sebességgel. A munkahenger is alaphelyzetbe kerül és a kiemelő kar meg zárja a tengelykapcsolót.

Az elektromágneses dugattyú mágnes tekercse két részből áll. Az elektromágneses dugattyú vasmagjának behúzásához nagyobb erőre és ennek megfelelően nagyobb mágneses térre van szükség, mint a már behúzott dugattyú behúzott állapotban való tartásához. Ezért a behúzás kezdetén az elektromágneses dugattyú mágnes tekercsének mind a két része feszültség alatt áll. A 3-as jelű mechanikus kapcsolón keresztül az 1-es jelű mágnes kapcsoló mágnes tekercse is feszültség alatt áll és behúzza tart. Ebben az esetben az elektromágneses dugattyú mágnes tekercsének mind a két része feszültség alatt áll, amivel biztosítja a behúzáshoz szükséges nagy húzóerőt. Amikor az elektromágneses dugattyú a tengelykapcsoló zárásához szükséges helyzetbe kerül, mechanikusan oldja a 3-as jelű kapcsolót, ezzel megszakítva az 1-es jelű mágnes kapcsoló mágnes tekercsének áramkörét. Ez esetben az elektromágneses dugattyú mágnes tekercsének csak a kisebbik része marad feszültség alatt, de az általa létrehozott mágneses tér hatása az elektromágneses dugattyú vasmagjára elegendő a dugattyú behúzott helyzetben illetve a tengelykapcsoló kiemelt helyzetben tartásához.

## 2.5.2. Pneumatikus vezérlésű automatikus tengelykapcsolók.

### 2.5.2.1. Vákuummal működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.

A 2.46 ábrán egy vákuummal működtetett tengelykapcsoló működési elve látható. A tengelykapcsoló kiemelő pedálját egy vákuumos munkahenger működteti.



2. 46 ábra Vákuummal működtetett automata tengelykapcsoló működtetési vázlata

A 2.46 ábrán a gépkocsi áll, a motor alapsjárati fordulatszámon jár. A szívótorok egy centrifugális regulátorral is ellátott szelepen keresztül van összekötve a vákuumos munkahengerrel. Ekkor a tengelykapcsoló kiemelt állapotban van. Ez a tengelykapcsoló alaphelyzete.

Indításkor a gázpedál lenyomásával növekszik a motor fordulatszáma és egyben a gázpedál által működtetett szelep levegőt enged a munkahengerbe, a vákuum leromlik és a tengelykapcsoló zár.

A zárás sebessége a gázpedál lenyomásának mértékétől függ. A gázpedál által működtetett szelep nyitásának mértéke, az átömlés keresztmetszete, arányos a gázpedál lenyomásának mértékével.

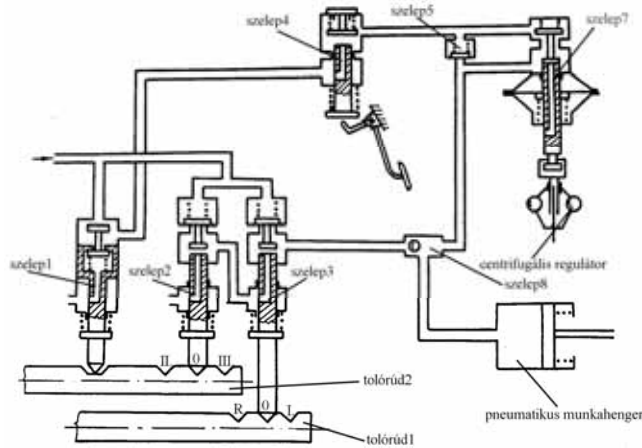
A gépjármű elindulása után, egy meghatározott fordulatszám felett a centrifugális regulátorral működtetett szelep lezár. Ezt követően a gázpedál visszahengedésével a vákuum már nem jut a vákuumos munkahengerre, a tengelykapcsoló bekapcsolt állapotban marad, biztosítva az úgynevezett motorfék működését

Sebességváltáskor a tolórúd, melyet a sebességváltó kar működtetésével mozgatnak, a váltás idejére a szelepen keresztül összeköti a szívócsonkot a vákuumos munkahengerrel, mely a vákuum hatására oldja a tengelykapcsolót.

### 2.5.2.2. Sűrített levegővel működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.

A 2. 47 ábrán egy sűrített levegővel működtetett automata tengelykapcsoló vezérlésének működési elve látható. Az ábra a sebességváltó üres helyzetében ábrázolja a vezérlő elemek helyzetét.





2. 47 ábra Sűrített levegővel működtetett automata tengelykapcsoló vezérlésének működési elve

A sebességváltó 2. 47 ábrán vázolt üres helyzetében a sűrített levegő az 1 jelű szelep felső részén, majd a 4 jelű szelepen és a 7 jelű szelepen keresztül jut a pneumatikus munkahengerbe. Ekkor a 8 jelű szelep balra zár és megakadályozza, hogy a sűrített levegő a 2 jelű szelepen, illetve, illetve a 3 jelű szelepen át a szabadba távozzon. A tengelykapcsoló oldott helyzetben van.

Az I. sebességfokozat bekapcsolása még semmit sem változtat, bár a 3 jelű szelep a kapcsolás pillanatában szintén sűrített levegőt tudna engedni a munkahengerbe. A gázpedálra lépve az alapjáratú fordulatszám  $700 \div 800$  fordulat/perc) felett a regulátorral vezérelt 7 jelű szelep működni kezd. A növekvő motorfordulatszámmal arányosan elmozduló röpsúlyok először lehúzzák a szelepet, lezáródik a felső szelep, majd tovább mozdulva megnyílik az út a szabad levegő felé. A munkahengerben és a regulátor membránja feletti térben a nyomás csökkenni kezd. A nyomáscsökkenés következtében a regulátor rugója vissza tudja nyomni a membránt, a csőszelep zár és a további nyomáscsökkenés megszűnik. Ha a motor fordulatszáma tovább nő, akkor nagyobb nyomáscsökkenés után áll be az egyensúly. Így a tengelykapcsoló, a motor fordulatszámának emelkedésével arányosan, fokozatosan záródik és a gépkocsi simán elindul. Közelítőleg  $900 \div 1000$  fordulat/perc motorfordulatszámnál a nyomás teljesen megszűnik a munkahengerben, és a tengelykapcsoló teljesen bezáródik.

Megálláskor a folyamat fordítva játszódik le, tehát fékezéskor a tengelykapcsoló önműködően old, és nem engedi lefulladni a motort.

Fokozatváltáskor a 1 jelű tolórudat visszahúzzuk a 0 helyzetbe, miközben a 3 jelű szelep sűrített levegőt enged a munkahengerbe, így a tengelykapcsoló old mindaddig, amíg a kapcsolás tart. A 8 jelű szelep most jobbra zár, és megakadályozza, hogy a sűrített levegő a 7 jelű szelepen keresztül a szabadba távozzon.

A 2 jelű tolórúd mozgásával ismét sűrített levegő kerül a munkahengerbe a 2 jelű és a 3 jelű szelepeken keresztül, tehát a II. fokozat is oldott tengely-

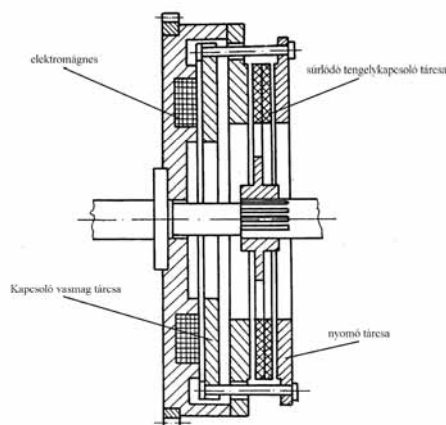
kapcsoló mellett kapcsolható be. A II. fokozatból a III. fokozatba hasonlóan megy végbe az átkapcsolás és természetesen a visszkapcsolás is.

A II. és a III. fokozatban azonban az 1 jelű szelep elzárja a sűrített levegő útját a 4 jelű és a 7 jelű szelep felé. Ilyenkor tehát hiába csökken le a motor fordulatszáma 800 fordulat/perc alá, a centrifugális kapcsoló, sűrített levegő hiányában nem tudja oldani a tengelykapcsolót, a motor lefulladhat. A II. és III. fokozatban erőteljes fékezés esetén a sebességváltót üres állásba kell kapcsolni. A rendszerben levő 4 jelű szelep feladata, hogy az I. sebességfokozatban vagy hátramenetben lehetővé tegye a kis sebességgel, azaz lassú motorfordulatszámmal való haladást (pl. nagy emelkedőn) anélkül, hogy a tengelykapcsoló megcsúszna. Teljesen lenyomott gázpedálnál ugyanis a 7 jelű szelep zárja a sűrített levegő útját a 8 jelű szelep felé, ezzel a centrifugális regulátor ebben az esetben az I. fokozatban sem tudja oldani a tengelykapcsolót.

### 2.5.2.3. Elektromos árammal működtetett automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.

Az elektromos árammal működtetett és vezérelt tengelykapcsoló előnye, hogy akkor is működőképes, ha a motor áll, továbbá a működtető és vezérlő áram egyszerűen vezethető, így távvezérlésre is kiválóan alkalmas.

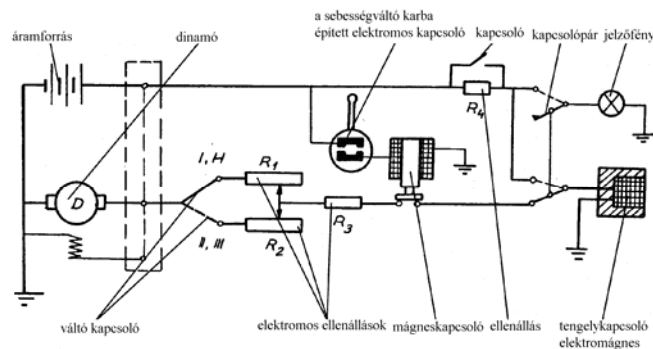
A 2. 48 ábrán elektromos árammal működtetett tengelykapcsoló egy lehetséges konstrukciós változata látható.



2.48 ábra Elektromos árammal működtetett tengelykapcsoló

A tengelykapcsoló zárását biztosító elektromágnes a motor lendkerékébe van beépítve és a működtetéshez szükséges áramot csúszógyűrűkön át kapja. A sűrítő kapcsoló egyik lapja a lendítőkerékkel szilárdan össze van kötve. Az elektromágnes és a nyomótárcsa között a kapcsoló vasmag tárcsa biztosítja a kapcsolatot. Ha az elektromágnes áramot kap, a keletkező mágneses erőter hatása a kapcsoló vasmag tárcsát és a vele szilárd kapcsolatban álló nyomó tárcsát balra mozdtítja, s ezzel a sűrítő tengelykapcsoló tárcsát a lendkeréken kialakított sűrítő felület és a nyomó tárcsa közé szorítják. A kapcsoláshoz szükséges tengely irányú, axiális erőt tehát rugók helyett elektromágnes biztosítja.

Az indításhoz, valamint a sebességváltáshoz szükséges tengelykapcsoló kiemeleési és zárási műveleteket a 2. 49 ábrán vázolt vezérlőberendezés oldja meg. Mivel az áramfejlesztő dinamó által biztosított feszültség értéke a motor fordulatszámától függ, az elektromágneses tengelykapcsoló mágnesének gerjesztését is a motor fordulatszáma vezérli.



2. 49 ábra Az elektromágneses automata tengelykapcsoló vezérlése

A dinamó öngerjesztéssel dolgozik, tehát a meghajtómotor növekvő fordulatszámával a feszültség parabolikusan emelkedik. A feszültség növekedés jellegét, és ezzel az összeszorító erő növekedését, a gázpedál helyzetétől függő változtatható R 1 és R 2 szabályzó ellenállások befolyásolják. Zárt fojtószelep-állásnál az ellenállás nagy, a tengelykapcsoló old. A gázpedál lenyomásával csökken az ellenállások nagysága, nő az áramerősség és ezzel a tengelykapcsoló súrlódó tárcsájára ható összeszorító erő.

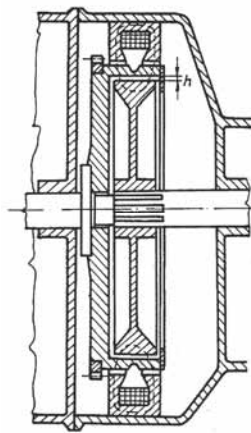
Hátramenetben és I sebességi fokozatban a nagyobb R 1, a II., III. és a IV. fokozatokban pedig a kisebb R.2 ellenállás van bekapcsolva az áramkörbe. A magasabb sebességfokozatokban az ellenállás kisebb értéke miatt, a tengelykapcsoló a fordulatszám csökkenésekor tovább marad zárva, és csak közvetlenül a megállás közelében old. Fokozatváltáskor a sebességváltókarba épített mikrokapcsoló kikapcsol, megszakítja mágnes kapcsoló (relé) mágnesének áramkörét, és ezzel bontja az áramkört, a tengelykapcsoló old. A váltás befejeztével ismét zár a mágnes kapcsoló és vele a tengelykapcsoló is, mégpedig a gázpedál helyzetétől függően lágyan, vagy hirtelen.

A dinamó üzemzavara esetén a kapcsolópár átkapcsolásával, akkumulátorral is működtethető a tengelykapcsoló. Ekkor a jelzőfény világít, figyelmeztetve a gépkocsivezetőt, hogy ilyenkor a sebességváltókar mozdítására nem old a tengelykapcsoló. Fokozatváltáskor a kapcsolópárt középhezletbe kell állítani. Indításkor bizonyos mértékű fokozatosságot, biztosít az R4 ellenállás, amelyet a gázpedál teljes lenyomásakor egy kapcsoló áthidal, kiiktatva az R 4-es ellenállást, megnövelve az elektromágneses tengelykapcsoló mágnes tekercsén átfolyó áramot és ezzel az összeszorító erőt.

Kedvezőbb adottságai vannak az elektromágneses tengelykapcsolóknak, ha a hagyományos súrlódó felület helyett vasporos töltésű hézagot alkalmaznak. A

vaspor rendes körülmények között csak igen kis mértékben akadályozza a két felület egymáshoz viszonyított elmozdulását. Ha azonban a vaspor erős mágneses térbe kerül, szilárd masszává áll össze és együttforgásra kényszeríti a hajtó és a hajtott oldalakat. A kapcsolási folyamat tökéletesen szabályozhatóvá tehető, mert a vaspor töltet szilárdulásának mértéke a mágneses mező intenzitásától függ. Változtatható gerjesztésű elektromágnessel tehát szabályozható a tengelykapcsoló nyomatékátvitele, akár csúsztatni is lehet a kapcsolót. Az 2. 50 és a 2. 51 ábra a vasportöltésű elektromágneses tengelykapcsoló két alaptípusát ábrázolja. Az egyik álló, a másikon forgó elektromágnes található.

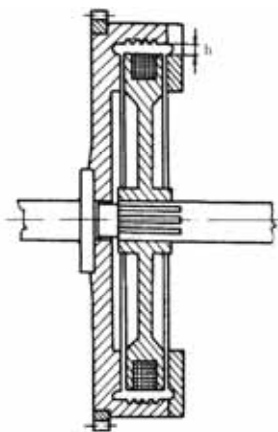
A 2. 50 ábrán egy úgynevezett vasportöltésű álló elektromágneses tengelykapcsoló látható.



2. 50 ábra Vasportöltésű álló elektromágneses tengelykapcsoló

Az elektromágnes az álló tengelykapcsoló házban helyezkedik el. A lendkerék és a tengelykapcsoló ház között szűk légrés helyezkedik el. Gerjesztés esetén a mágneses erővonalak a légrésen áthatolva, lendkerék belsejében elhelyezkedő kapcsoló tárcsa és a lendkerék közötti  $h$ -val jelölt szűk hézagban elhelyezkedő vasportöltésen keresztül záródnak. A mágneses tér hatására a vasportöltés merev masszává áll össze és viszi át a nyomatékot a lendkerékről a kapcsoló tárcsára.

A 2. 51 ábrán egy vasportöltésű forgó elektromágneses tengelykapcsoló látható.



2.51 ábrán egy vasportöltésű forgó elektromágneses tengelykapcsoló

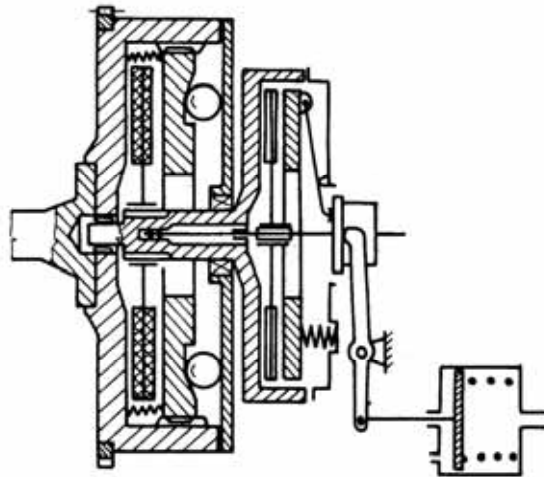
A forgó elektromágnes a gerjesztő áramot csúszó érintkezőkön keresztül kapja. A hajtott részre szerelt tárcsa és a lendkerék közötti, körülbelül  $h=1\div 1,5$  mm-es hézagot, vaspapor tölti ki. A vaspapor igen apró vas karbon szemcse, grafitpor és valamilyen száraz dörzsanyag például üvegpor keveréke. Mennyisége a kapcsoló méreteitől függően mintegy  $60\div 100$  cm<sup>3</sup>. Indításkor, ahogy a fordulatszám növekedésével nő a dinamó feszültsége, úgy sűrűsödnek a mágnes tekercs erővonalai is. Ennek megfelelően egyre szilárdabbá válik a vaspormassza, és a hajtott tárcsára egyre nagyobb nyomatókat képes átvinni.

#### 2.5.2.4. Kombinált működtetésű automata tengelykapcsoló szerkezete, működése.

A 2. 52 ábrán egy kombinált működtetésű és vezérlésű elektromechanikus és vákuumos tengelykapcsoló, egy lehetséges konstrukciós megoldása látható.

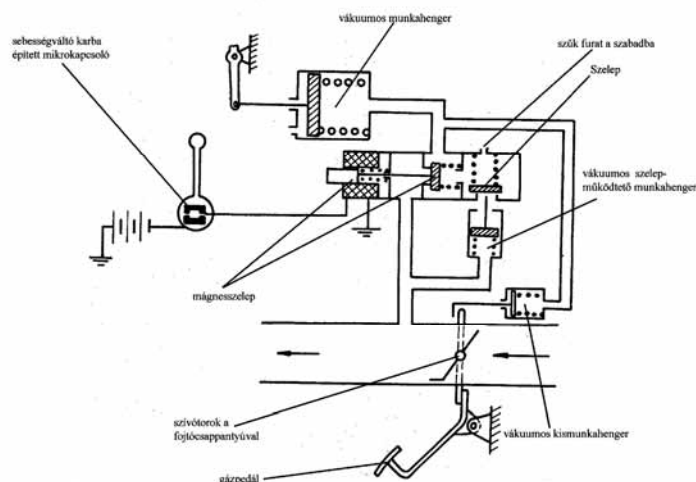
A tengelykapcsoló a már korábbról ismert száraz egytárcsás kiegészítő tengelykapcsolóval ellátott centrifugális tengelykapcsoló. (2. 30 ábra)

A kiegészítő száraz egytárcsás tengelykapcsoló oldását a kiemelő villához kapcsolódó vákuumos munkahenger végzi.



2. 52 ábra Kombinált működtetésű automata tengelykapcsoló szerkezete

A vákuumos munkahenger vezérlésére egy lehetséges megoldás a 2. 53 ábrán látható.



## 2. 53 ábra A vákuumos munkahenger vezérlése egy kombinált működésű automata tengelykapcsolóhoz

Az indítókapcsoló tehát centrifugális működtetésű, a második kiegészítő tengelykapcsoló fokozatváltáskor működik. Induláskor a motor fordulatszámának növekedésével a golyók kifelé lendülnek, és a nyomótárcsán kiképzett ferde pályára támaszkodva, azt az oldalrugók ellenében a lendkerékhez szorítják, simán, rángatástól mentesen elindítva a gépjárművet.

Sebességváltáskor a kiegészítő tengelykapcsoló oldását vákuummal működtetett kioldószerkezet végzi. A kombinált működtetésű automata tengelykapcsoló vákuumos munkahengerének vezérlése sebességváltáskor a következő módon működik.

A sebességváltó karba épített mikrokapcsoló zárja a mágnes szelep áramkörét. A behúzott vasmag áttolja a tányérszelepet a jobboldali ülésére, s ezzel a vákuumos munkahenger dugattyúja, amely eddig a szabad levegővel volt összekötve, a motor szívótorkával kerül összeköttetésbe. A vákuum, amely különösen nagy, ha a gyorsan forgó motornál visszaengedik a gázpedált (ha zár a fojtószelep) a vákuumos munkahenger dugattyúját behúzza, s a tengelykapcsoló oldódik. Ha nagy a vákuum, egyidejűleg a vákuumos kis munkahenger dugattyúját is behúzza, mely mechanikusan kapcsolódik a szívó torok fojtó csappantyújához, ezzel kissé növelve a motor fordulatszámát, hogy a súrlódó felületek fordulatszáma közel legyen egymáshoz.

A fokozatváltás befejeztével a sebességváltó karba beépített mikrokapcsoló megszakítja a mágnes szelep behúzó tekercsének az áramkörét. Az elektromágneses vezérlésű tányérszelep a vákuumos munkahengert ismét a szabad levegővel köti össze. A külső levegő azonban csak a kisméretű 5 furaton keresztül tud beáramlani, ezért a tengelykapcsoló viszonylag lassan, fokozatosan zár. Ha a gépkocsivezető a gázpedál intenzív lenyomásával gyorsít, a szívócsőben erőteljesen csökken a depresszió, ami eddig a vákuumos szelepműködtető dugattyút is lehúzza tartotta. A vákuumos szelepműködtető dugattyú felemelkedve, nyitja a

fölötte levő szelepet, Így nagy keresztmetszeten tud a külső levegő a munkahengerbe áramlani, és a tengelykapcsoló zárása meggyorsul.

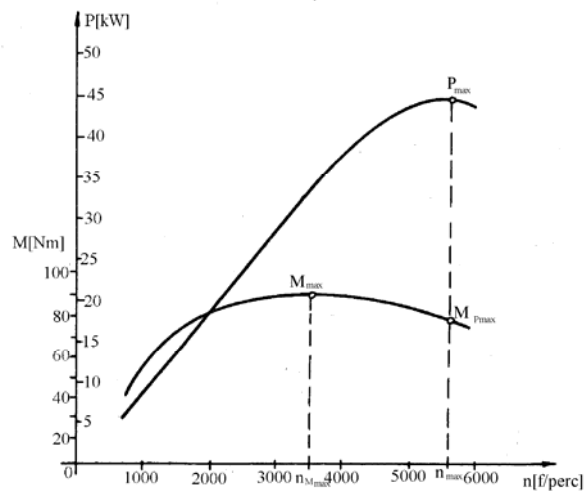
### **Ellenőrző kérdések:**

- ✓ A tengelykapcsolók feladata, működése, osztályozása és alaptípusi.
- ✓ A tengelykapcsolókkal szemben támasztott műszaki követelmények, a kúpos tengelykapcsolók szerkezete, működése, a kúpos tengelykapcsolókkal átvihető nyomaték számítása.
- ✓ Az egytárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, az átvihető nyomaték, illetve a tengelykapcsoló fő méreteinek meghatározása.
- ✓ A többtárcsás száraz tengelykapcsolók szerkezete, működése, az átvihető nyomaték, illetve a tengelykapcsoló fő méreteinek meghatározása.
- ✓ A tengelykapcsolók kiemelő szerkezeteivel szemben támasztott műszaki követelmények, a kiemelő szerkezetek és szervó berendezésinek konstrukciós változatai.
- ✓ Az önműködő tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. (centrifugális és hidrodinamikus tengelykapcsolók.
- ✓ A hidrodinamikus tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A hidrodinamikus tengelykapcsolók jelleggörbéi, a hidrodinamikus tengelykapcsolóval átvihető nyomaték számítása.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. Az elektrohidraulikus tengelykapcsoló kapcsoló szerkezete és működése.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A CUPLOMATIC kapcsoló szerkezete és működése.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A vákuummal működtetett tengelykapcsoló szerkezete és működése.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A sűrített levegővel működtetett tengelykapcsolók szerkezete és működése.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. Az elektromos árammal működtetett tengelykapcsolók felépítése, szerkezete és működése, illetve vezérlése.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A vaspár töltésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
- ✓ Az automatikus vezérlésű tengelykapcsolók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A kombinált működtetésű tengelykapcsolók szerkezete, működése és vezérlése.

### 3. Sebességváltó művek.

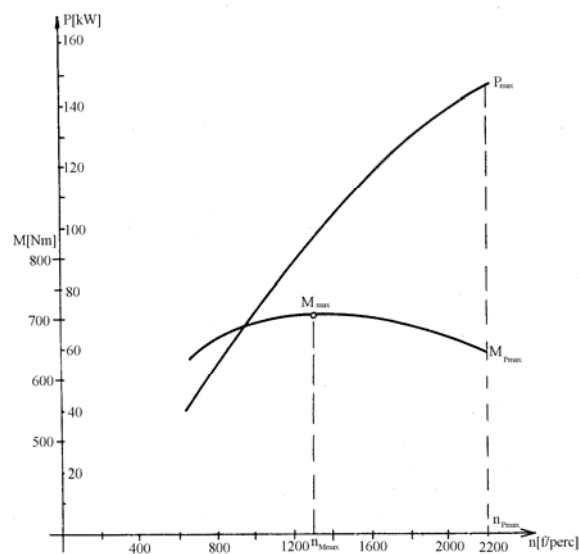
#### 3.1. A sebességváltóművek feladatai

Napjainkban a gépjárművek túlnyomó többsége belsőégésű, otto-, vagy dízel motorral van ellátva. Ezeknek a belsőégésű motoroknak jelleggörbéiből jól látható, hogy az üzemi fordulatszám-tartományuk meglehetősen szűk. Otto motoroknál (3. 1 ábra) a maximális motorfordulatszám alig 3÷7 -szerese, az alapjárat fordulatának, melynél ráadásul még olyan kevés a leadott teljesítmény értéke, hogy az alig, vagy egyáltalán nem elegendő-e a gépjármű mozgásban tartásához.



3.1 ábra Otto motor teljesítmény, nyomaték jelleggörbe

A dízel motoroknál még kedvezőtlenebb a helyzet, ezeknél a maximális fordulatszám csak 2÷4 - szerese az alapjárat fordulatnak (3.2 ábra).



3.2 ábra Dízel motor teljesítmény, nyomaték jelleggörbe



A gépjárműveknek viszont igen tág sebességhatárok között kell üzemelniük. A tengelykapcsoló csúsztatása nélkül is kell tudni lassan; 5÷15 km/óra sebességgel közlekedni, illetve a maximális sebességük 90÷160 km/óra sebességet is elérheti, ami 8÷20 szorosa a legkisebb sebességüknek. Ezt csak úgy lehet megvalósítani, ha motor és a hajtott kerekek közé változtatható módosításokat, például fogaskerék áttételeket, építenek be.

Ugyancsak változtatható módosítás, fogaskerék áttétel közbeiktatását követeli az is, hogy a belsőégésű motorok nyomaték-fordulatszám jelleggörbéje igen kedvezőtlen szemben például az igen kedvező villamos aszinkron motorok nyomaték-fordulatszám jelleggörbéjével.

A belsőégésű motorok forgatónyomatékának a fordulatszámtól függő változását az  $e_M$  nyomatékrugalmassággal és az  $e_n$  fordulatszám-rugalmassággal fejezhetjük ki.

A nyomatékrugalmasság:

$$e_M = \frac{M_{\max}}{M_{P_{\max}}}$$

Ahol:  $M_{\max}$  a motor maximális forgatónyomatéka

$M_{P_{\max}}$  a motor maximális teljesítményéhez tartozó forgatónyomaték

Otto motoroknál:  $e_M = 1,15 \div 1,3$

Dízel motoroknál:  $e_M = 1,05 \div 1,15$

A fordulatszám-rugalmasság:

$$e_n = \frac{n_{P_{\max}}}{n_{M_{\max}}}$$

Ahol:  $n_{P_{\max}}$  a motor legnagyobb teljesítményéhez tartozó fordulatszám

$n_{M_{\max}}$  a motor legnagyobb nyomatékához tartozó fordulatszám

Otto motoroknál:  $e_n = 1,6 \div 2$

Dízel motoroknál:  $R = 1,3 \dots 1,6 n$

Az ideális nyomatéki görbét a

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n [W]$$

egyenlet alapján kapjuk,

ahol:  $M$  a motor nyomatéka [Nm]  
 $n$  a motor fordulatszáma [1/sec]

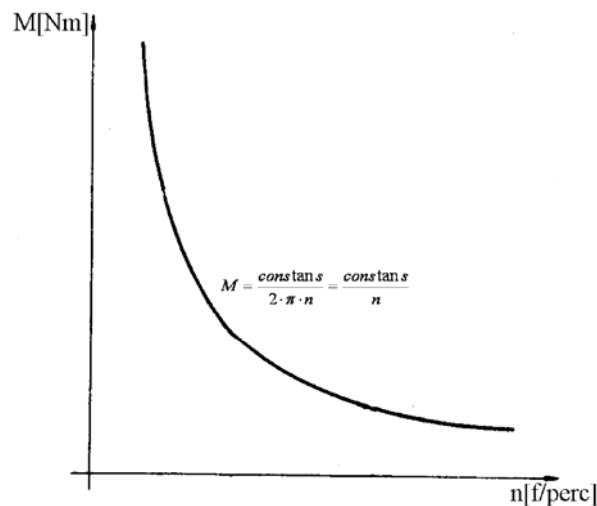
Ha a motor teljesítményét és ennek megfelelően a kerekeken kifejtett teljesítményt állandónak tekintjük, akkor a

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \text{constans}$$

Ebből

$$M = \frac{\text{constans}}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{\text{constans}}{n}$$

Azaz ideális esetben a kerekek fordulatszámának csökkenésével a kerekeken kifejtett nyomatéknak növekednie kellene és ezt a változást egy hiperbola írná le, ahogy az a 2.3 ábrán látható.



3.3 ábra Ideális motor nyomatéki jelleggörbe

A motor teljesítménye azonban csak akkor marad állandó, ha a motor fordulatszáma is állandó.

A fentiekből is látható, hogy sem az otto, sem a dízel motor nyomatéki jelleggörbéje meg sem közelíti az ideális nyomatéki-, illetve az ezzel arányos ideális vonóerő-görbét

A gépjárművek üzemeltetése közben gyakran van szükség a motor forgatónyomatékának többszörösére, például indításkor, gyorsításkor, puha, nagy ellenállású talajon, vagy emelkedőn felfelé haladás esetén. Ezért van szükség a sebességváltóműre, pontosabban egy olyan berendezésre, amely változtatható módosítások, áttételek közbeiktatásával lehetővé teszi, hogy a motor változatlan fordulatszámánál a hajtókerekek különböző fordulatszámokkal foroghassanak, a menetellenállásoknak vagy a forgalmi viszonyoknak megfelelően.

Összefoglalva a fentieket, a sebességváltómű egyidejűleg két feladatot lát el:

1. Feloldja a motor szűk üzemi fordulatszám-tartománya és a gépjármű tág üzemi sebességtartománya közötti ellentmondást, azaz a sebességet változtatja, miközben a motor fordulatszáma nem változik jelentősen, és ezzel a leadott teljesítmény közel állandó marad;
2. Megnöveli a motor nyomatékát a rendelkezésre álló motorteljesítmény és a módosítás értékei által adott lehetőségeken belül.

### **3.2. A sebességváltó művek módosítása, módosítás fokozatai.**

Az ideális nyomaték- illetve az ezzel arányos vonóerő görbe csak megközelíthető a fokozat nélküli mechanikus vagy hidraulikus sebességváltókkal. A gépjárművek többségébe beépített fokozatos mechanikus sebességváltóknál több sebességfokozatra van szükség, és így az ideális vonóerő görbe csak megközelíthető.

Az ideális vonóerő görbét a

$$P = F \cdot v = \text{cons} \tan s$$

Ebből az egyenletből a vonóerő változását az

$$F = \frac{\text{cons} \tan s}{v}$$

egyenlet írja le

ahol:

P a motor teljesítménye [W]

F a vonóerő [N]

v a sebesség [m/s]

ami nyomaték-fordulatszám függvényhez hasonló, és azzal arányos egy hiperbola egyenlete.

A kerekek, és az útburkolat között ébredő vonóerő nagysága az erőátviteli rendszer teljes módosításától függ. A teljes módosítás, a változtatható módosítású sebességváltó és a differenciálmű állandó módosításának a szorzata. A kereken mérhető vonóerő a következő összefüggésből számítható:

$$F = \frac{M_{motor} \cdot i_{sebességváltó} \cdot i_{differenciálmű} \cdot \eta_h}{R_g} [N]$$

Ahol:

$M_{motor}$	a motor teljesítménye [W]
$i_{sebességváltó}$	a sebességváltó egy adott sebességfokozathoz tartozó módosítása
$i_{differenciálmű}$	a differenciálmű állandó módosítása
$\eta_h$	az erőátviteli rendszer összehatásfoka
$R_g$	a fűvott gumikerekek dinamikus gördülési sugara [m]

Egy adott erőátviteli rendszerben a fűvott gumikerekek  $R_g$  dinamikus gördülési sugara és a differenciálmű módosítása  $i_{differenciálmű}$  állandónak tekinthető és egy adott sebességfokozatban a sebességváltó módosítása  $i_{sebességváltó}$  és az erőátviteli rendszer összehatásfoka  $\eta_h$  szintén állandó, ebből következik, hogy egy adott sebességfokozatban

$$F = \text{const} \cdot s \cdot M_{motor}$$

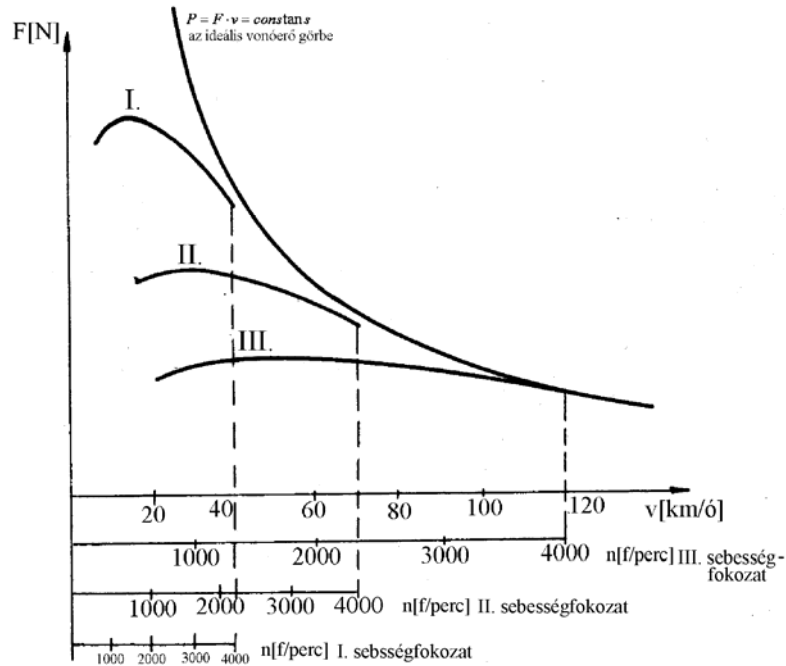
A gépjármű sebessége adott motor fordulatszám és a sebességváltó fokozat esetén a következő összefüggésből számítható

$$v = \frac{n_{motor}}{i_{differenciálmű} \cdot i_{sebességváltó}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_g [m/s]$$

ahol:

$n_{motor}$	a motor fordulatszáma [1/sec]
-------------	-------------------------------

Ezen összefüggések ismeretében elkészíthető egy adott gépjármű vonóerő görbéje, amely a 3.4 ábrán látható.



3. 4 ábra Az ideális vonóerő hiperbolájának közelítése három sebességfokozat alkalmazásával

A 3.4 ábra a vonóerő ábra vízszintes tengelyén a sebesség koordinátát kiegészítik az egyes sebességfokozatokban az adott sebességhez tartozó motorfordulatszámokat ábrázoló tengelyekkel, melyek értékeinek kiszámítása a már jól ismert összefüggés átrendezésével a következő összefüggésből számítható

$$v = \frac{n_{motor}}{i_{differenciálmű} \cdot i_{sebességváltó}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_g [m / s]$$

Ebből

$$n_{motor} = \frac{v \cdot i_{differenciálmű} \cdot i_{sebességváltó}}{2 \cdot \pi \cdot R_g}$$

Minél jobban ki akarjuk használni a motor teljesítményét, és minél jobban szét akarjuk húzni a jármű hasznos sebességtartományát, annál több sebességfokozatra van szükség. Az egyes sebességfokozatoknak megfelelő vonóerő görbék közt levő holtterek annál kisebbek, minél nagyobb a motor nyomaték rugalmassága és minél nagyobb a sebességfokozatok száma.

A sebességváltómű módosítási fokozatainak számát, és az egyes fokozatok módosításait tehát a gépjármű tervezett menettulajdonságai határozzák meg. Adott gépkocsi súly esetén, ha nagyobb hegymászó képességet és jó gyorsítást kívánunk, nagy módosításokra, illetve több sebességfokozatra van szükség.

A sebességváltó maximális belső módosítását ( $i_{sebvmax}$ ) befolyásolja még a gépjárműnek, a gépjármű motor egységnyi teljesítményére jutó tömege, vagy fajlagos tömege, vagyis a gépjármű tömeg-teljesítmény viszonya, mely a következő összefüggésből számítható

$$fajlagos\_tömeg = \frac{gépjármű\_tömege}{gépjármű\_motor\_teljesítménye} \left[ \frac{kg}{kW} \right]$$

Minél nagyobb ez az érték, vagyis minél kisebb az egy kilogramm gépjármű tömegre jutó motor teljesítmény, annál nagyobb maximális belső módosításra van szükség.

A sebességváltó belső módosítása alatt a gépjármű legnagyobb és legkisebb sebességének a viszonyát értjük, vagyis

$$i_{sebvmax} = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{i_{sebvI}}{i_{sebvN}}$$

ahol

$v_{max}$	a gépjármű maximális sebessége [m/s]
$v_{min}$	a gépjármű minimális sebessége [m/s]
$i_{sebvI}$	a sebességváltó első fokozatának módosítása[-]
$i_{sebvN}$	a sebességváltó legmagasabb fokozatának módosítása[-]

A gyakorlatban, nem ritkán a gépjármű sebességváltójának legmagasabb fokozatának módosítása  $i_{sebvN}=1$ , szokták ezt direkt fokozatnak is nevezni. Ebben az esetben a sebességváltó belső módosítása egyenlő az első sebességfokozat módosításával.

$$i_{sebvmax} = i_{sebvI}$$

A különféle gépjárművek sebességváltói belső módosításának szokásos értékei a következők:

- Sportkocsiknál  $i_{sebvmax}=2,5 \div 3$
- Személygépkocsiknál  $i_{sebvmax}=3 \div 4$
- Távolsági autóbuszoknál  $i_{sebvmax}=4 \div 5$
- Tehergépkocsiknál  $i_{sebvmax}=5 \div 7$
- Városi autóbuszoknál  $i_{sebvmax}=7 \div 9$
- Vontatóknál és nagy tehergépkocsiknál  $i_{sebvmax}=7 \div 12$

A sebességfokozatok száma a sebességváltó belső módosításának az értékétől is függ: Nagy belső módosításnál több sebességfokozatra van szükség, mert az ideális vonóerő görbét nagy határok között csak sok sebességfokozattal lehet megközelíteni.

### 3.2.1. A módosítási fokozatok, a fokozat ugrás meghatározása

A módosítások meghatározásához elsőként a gépjárművel elérhető maximális sebességet ( $v_{\max}$ ) kell meghatározni.

A gépjármű legnagyobb sebességét a gépjármű összes menetellenállása teljesítményszükségleteinek ismeretében határozhatjuk meg. A gépjármű vízszintes, jó minőségű úton elérhető legnagyobb sebességénél a menetellenállások teljesítményszükséglete teljesen felemésztja a motor teljesítményét.

$$P_{motor} = \sum P_{menetellenállások}$$

ahol 
$$\sum P_{menetellenállások} = P_{hajtómű} + P_{gördülő} + P_{légellenállás}$$

Vagyis a maximális sebességnél ( $v_{\max}$ ), a hajtómű veszteségeit, a gördülő ellenállás és a légellenállás teljesítmény szükségletét fedezi a teljes motor teljesítménye.

A gyakorlatban a teljes erőátviteli rendszer mechanikai súrlódásaiból adódó veszteségeket egy hatásfokkal  $\eta_h$  szokásos figyelembe venni.

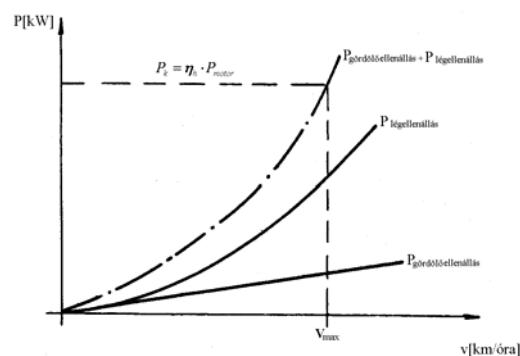
Ezzel a hajtott kerekre jutó teljesítmény ( $P_k$ ) a következő összefüggéssel számítható

$$P_k = \eta_h \cdot P_{motor}$$

Ez a kerékteljesítmény fedezi a gépjármű menetellenállásainak, a gördülő- és a légellenállásnak a teljesítmény szükségletét, a gépjármű sík, vízszintes pályán, maximális sebességgel történő haladása során. Vagyis

$$P_k = \eta_h \cdot P_{motor} = P_{gördülő} + P_{légellenállás}$$

Ezen összefüggések ismeretében a maximális sebesség ( $v_{\max}$ ) például grafikusán is meghatározható a 3. 5 ábrán látható módon



3. 5. ábra Gépjárművel, vízszintes, sík úton elérhető maximális sebesség meghatározása

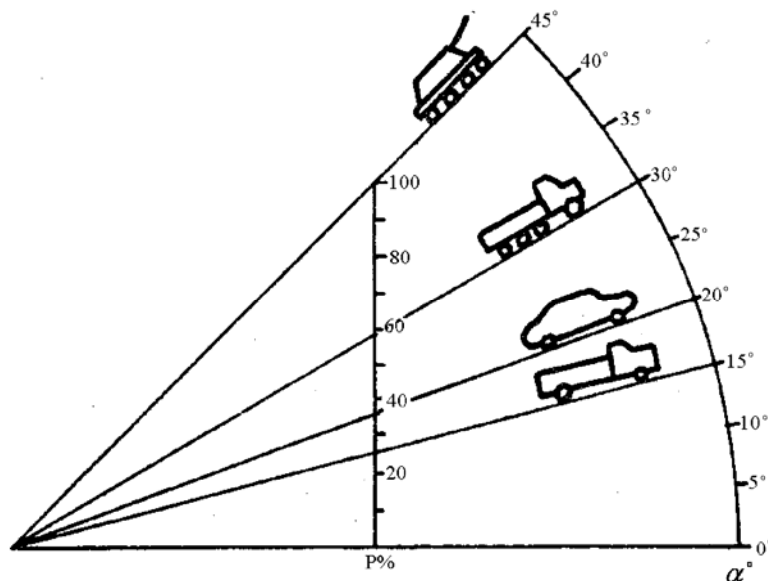
A hajtott kerekre jutó motorteljesítményt állandónak tekintve, a diagramban ezt egy vízszintes egyenes ábrázolja. Felvéve a gördülő ellenállás teljesítmény igényének görbét a sebesség függvényében, illetve a légellenállás teljesítmény igényét szintén a sebesség függvényében, majd képezve a két görbe összegét, az eredő görbe és a kerékteljesítményt ábrázoló egyenes metszéspontjának vízszintes koordinátája adja a gépjármű vízszintes, sík úton elérhető maximális sebességét.

Az első sebességfokozat módosításának mértéke a gépjárműtől elvárható lejtómászó képességtől függ.

A különféle típusú gépjárművek esetén elvárható lejtómászó képesség adatok teljes terhelés esetében a következő táblázatban találhatók:

Gépjármű típus	Emelkedő %	Emelkedés fok
Tehergépkocsik, autóbuszok	20÷30	11÷17
Személygépkocsik	30÷36	17÷20
Terepjárók	45÷58	24÷30
Lánc talpas járművek	70÷80, esetleg 100	35÷39 esetleg 45

A fenti táblázat adatait jól szemlélteti az alábbi, 3. 6 ábra.



3. 6 ábra Különféle típusú gépjárművek lejtómászó képessége

A maximális hajlásszögű emelkedőn való haladásakor a gépjármű kerekére jutó teljesítmény szintén az összes menetellenállás legyőzésére fordítódik, vagyis

$$P_k = \eta_h \cdot P_{motor} = P_{gördülőellenállás} + P_{légellenállás} + P_{emelkedésiellenállás}$$



Az első sebességfokozatban elérhető kis sebesség miatt a légellenállás teljesítményszükséglete elhanyagolhatóan kicsi, vagyis

$$P_k = \eta_h \cdot P_{motor} = P_{gördülőellenállás} + P_{emelkedésiellenállás}$$

Illetve ugyan ezt a menetellenállásokkal egyensúlyt tartó vonóerő szükséglettel kifejezve

$$P_k = \eta_h \cdot P_{motor} = P_{gördülőellenállás} + P_{emelkedésiellenállás} = (F_{görd} + F_{emelkedési}) \cdot v$$

Ebből az első sebességi fokozatban elérhető maximális jármű sebesség meghatározható

$$v_I = \frac{\eta_h \cdot P_{motor}}{F_{görd} + F_{emelkedési}}$$

ahol

- $v_I$  első sebességi fokozatban elérhető jármű sebesség [m/s]
- $F_{görd}$  a gördülő ellenállás vonóerő szükséglete [N]
- $F_{emelkedési}$  az emelkedési ellenállás vonóerő szükséglete [N]
- $\eta_h$  az erőátviteli rendszer összhatásfoka, szokásos értéke  $\eta_h = 0,8 \div 0,9$
- $P_{motor}$  a motor maximális teljesítménye [W]

Az  $F_{görd}$  értéke a következő összefüggéssel számítható

$$F_{görd} = m \cdot g \cdot f$$

ahol

- $m$  a gépjármű tömege [kg]
- $g$  a gravitációs gyorsulás  $9,81[m/s^2]$
- $f$  a gördülő ellenállási tényező

Az  $F_{emelkedési}$  értéke a következő összefüggéssel számítható

$$F_{emelkedési} = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

ahol

- $\alpha$  a maximális emelkedő hajlásszöge melyen a gépjármű képes haladni

A gépjármű már ismert maximális ( $v_{\max}$ ) és a ( $v_I$ ) sebességének, illetve az alkalmazandó sebességváltó sebességfokozatainak száma ( $n$ ) ismeretében, az úgynevezett fokozati ugrás ( $k$ ) a következő összefüggéssel számítható

$$k = \sqrt[n-1]{\frac{v_{\max}}{v_I}}$$

ahol

$n$  a sebességfokozatok száma [-]

Mivel a  $\frac{v_{\max}}{v_I} = i_{\text{sebvmax}}$  vagyis a sebességváltó belső módosítása, a fokozati ugrás számítására alkalmas összefüggés az alábbi módon is felírható

$$k = \sqrt[n-1]{i_{\text{sebvmax}}}$$

A fokozati ugrás szokásos értékei  $k=1,4 \div 1,9$

A fokozati ugrás ismeretében egy előtét tengelyes négyfokozatú, direkt sebességváltó egyes sebességfokozatainak módosítása a következő

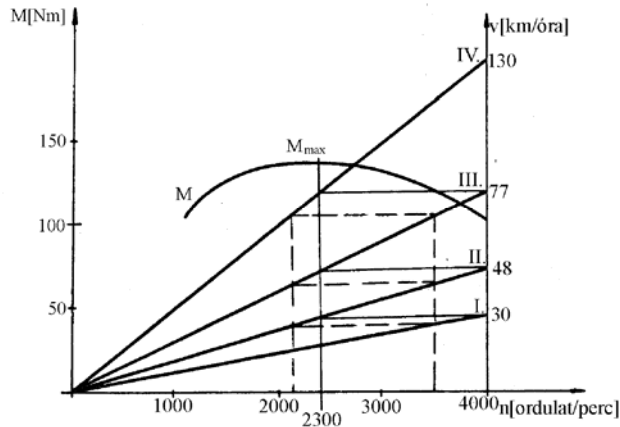
$$\begin{aligned} i_{IV} &= i_n = 1 \\ i_{III} &= i_{n-1} = i_n \cdot k = k \\ i_{II} &= i_{n-2} = i_{n-1} \cdot k = k^2 \\ i_I &= i_{n-3} = i_{n-2} \cdot k = k^3 \end{aligned}$$

Mivel az  $n$  fokozatú direkt váltók esetén az  $i_n = 1$  a sebességváltó első sebességének módosítása  $i_I = i_{\text{sebvmax}}$  a sebességváltó teljes belső módosítása.

A gépjárművel egyes sebességi fokozatokban elérhető maximális sebességek a fokozati ugrás ismeretében is számíthatók a következő összefüggésekből

$$\begin{aligned} v_I &= v_{n-3} = v_I \\ v_{II} &= v_{n-2} = v_I \cdot k \\ v_{III} &= v_{n-1} = v_I \cdot k^2 \\ v_{IV} &= v_n = v_I \cdot k^3 \end{aligned}$$

A sebességfokozatok mértani sor szerinti felosztását mutatja a 3. 7 ábrán látható fűrész (Heirmann) diagram.



3. 7 ábrán Fűrész, vagy Heirmann diagram.

A diagram 0 pontjából, origójából kiinduló egyenesek a jármű sebességének változását mutatják az egyes sebességfokozatokban, a motor fordulatszámának függvényében. A diagram szerint az I. sebességi fokozatban a motor maximális fordulatszámának  $n_{\max} = 4000$  fordulat/percnél a gépjármű sebessége  $v_I = 30$  km/óra.

Ezt elérve átkapcsolunk a II. sebességi fokozatba. A sebességváltás ideje alatt a motor fordulatszáma csökken a 3. 7 ábra szerint 2300 fordulat/percig. A II. sebességi fokozat bekapcsolása után, gázt adva, a jármű sebessége a  $k = 1,6$  fokozati ugrásnak megfelelően 48 km/óra sebességig növekszik. Átváltva a III. majd a IV. fokozatba, a motor 4000 f/perc fordulatszámánál 77 km/óra, illetve 130 km/óra lesz a jármű sebessége. A motort a gyakorlatban nem pörgetik fel a maximális 4000 f/percig, hanem már előbb a 3. 7 ábrán körülbelül 3500 fordulat/percnél, átkapcsolnak a következő fokozatba, ahogy ezt a Heirmann diagrammon a szaggatott vonalak mutatják. Így átkapcsoláskor jobban leesik ugyan a motor fordulatszáma, körülbelül 2100 fordulat/percig, de a gépjárművet ezután éppen úgy ki lehet húzni a maximális sebességig, mint az előző esetben. A 3.7 ábrán a motor nyomaték görbéje is látható. A fokozati ugrás értékét célszerű úgy megválasztani, hogy sebességváltáskor a motor fordulatszáma a legnagyobb nyomatéknak megfelelő fordulatszámra essen vissza. Ez azért nagyon előnyös, mert sebességváltás után a jármű gyorsítása az új sebességfokozatban a legnagyobb nyomatékkal, illetve vonóerővel kezdődhet. A fűrészdiagramban, a sebességfokozatok geometriai haladvány szerinti felosztása esetén, a gépjármű két szomszédos sebességfokozatában elérhető sebességének viszonya állandó, vagyis

$$\frac{v_{II}}{v_I} = \frac{v_{III}}{v_{II}} = \frac{v_{IV}}{v_{III}} = k$$

Ahol  $k$  a már jól ismert fokozati ugrás, melyet szoktak még sebesség lépcsőnek is nevezni.

A sebességfokozatok mértani sor szerinti felosztásától azonban gyakran eltérnek. A többet használt fokozatok között kisebb, a kevesebbet használtak között pedig nagyobbra választják a fokozati ugrás  $k$  értékét. Személygépkocsik sebességváltóinál a könnyebb indítás végett az alsó sebességfokozatoknál szokás nagyobb lépcsőt választani.

Ilyenkor: 
$$k = \frac{v_{II}}{v_I} = 1,8 \div 2 \text{ is lehet,}$$

A felső sebességi fokozatokban pedig, a nagyobb sebességek következtében megnövekvő légellenállás miatt, a sebességlépcsőt kisebbre választják.

Ez esetben: 
$$k = \frac{v_{IV}}{v_{III}} = 1,3 \div 1,4$$

Lassú járművek - traktorok, vontatók - sebességváltóinál pedig az alsó sebességi fokozatok között csökkentik a fokozati ugrás értékét.

A fokozati ugrást számtani so szerint is meg lehet választani. Ekkor a szomszédos sebességek különbsége állandó.

Vagyis 
$$v_{IV} - v_{III} = v_{III} - v_{II} = v_{II} - v_I = d$$

A számtani sor különbsége, differenciája  $d$  a következő összefüggéssel számítható:

$$d = \frac{v_n - v_I}{n - 1}$$

ahol

$n$  a sebességváltó fokozatainak száma.

A számtani haladvány szerinti sebesség lépcsőzésnél a fokozati ugrások az alsóbb fokozatokban még nagyobbak, mint a geometriai haladvány szerintinél, ezért lassú gépjárműveknél ezt egyáltalán nem alkalmazzák.

A sebességváltó módosítási fokozatai harmonikus sor szerint is megválaszthatók. Ennél a szomszédos vonóerők közötti különbség állandó. A harmonikus sor szerinti lépcsőzést elsősorban traktoroknál alkalmazzák, mert a fokozati ugrás az alacsonyabb fokozatok között kisebb, mint a geometriai haladvány szerinti felosztásnál.

### 3.3. A differenciálművek módosítása

Az erőátviteli rendszer összes módosítása motor és a hajtott kerék fordulatszámának hányadosa.

$$i_{\text{összes}} = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{kerék}}}$$

Az erőátviteli rendszer összes módosítása két, esetleg, például véghajtás, vagy osztómű esetén több részből is állhat. A sebességváltóban és a kardántengelyen fellépő erőhatások csökkentése végett, a differenciálművet meghajtó haránthajtóműben vagy homlokfogaskerék-párnál egy állandó, viszonylag nagy módosítást alkalmaznak. Ezt a módosítást differenciálmű módosításának nevezik.

Értéke:

Személygépkocsiknál  $i_d = 3 \div 6$

Tehergépkocsiknál  $i_d = 5 \div 7$

Különleges járműveknél  $i_d = 6 \div 12$

Az erőátviteli rendszer összes módosítását a motortól a hajtott kerekéig sebességváltó változtatható ( $i_{sn}$ ) és a differenciálmű állandó ( $i_d$ ) módosításainak szorzata adja:

$$i_{\text{összes}} = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{kerék}}} = i_{sn} \cdot i_d$$

A gépjármű hajtott kerekének fordulatszáma  $n_{\text{kerék}}$ , ha ismert a kerék dinamikus gördülési sugara  $R_g$  és a gépjármű sebessége  $v$ , amely csúszásmentes gördülést feltételezve azonos a hajtott kerék kerületi sebességével  $v_{\text{kerék}}$ , a következő összefüggésből számítható:

$$n_{\text{kerék}} = \frac{v_{\text{kerék}}}{R_g \cdot 2 \cdot \pi} [\text{fordulat} / \text{s}]$$

ahol

$n_{\text{kerék}}$  a hajtott kerék fordulatszáma [fordulat/s]

$v_{\text{kerék}}$  a hajtott kerék kerületi sebessége [m/s]

$R_g$  a hajtott kerék dinamikus gördülési sugara [m]

A differenciálmű állandó módosítása

$$i_d = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{kerék}} \cdot i_{sn}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_g \cdot n_{\text{motor}}}{v_n \cdot i_{sn}}$$

Ahol  $v_{\text{kerék}} = v_n$ , vagyis a kerék kerületi sebessége mely azonos a gépjármű  $n$ . sebességi fokozatban mért sebességével, illetve  $i_{sn}$  a sebességváltó módosítása az  $n$ . sebességfokozatban.

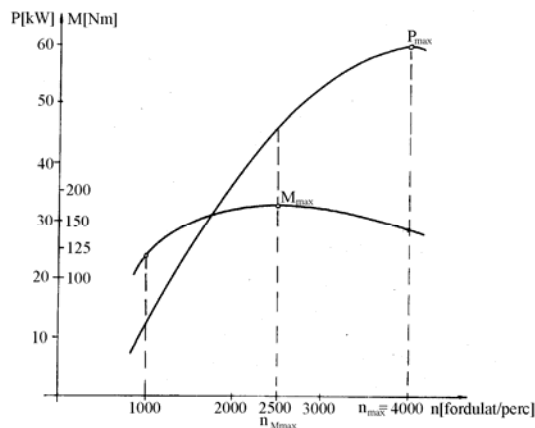
### 3.4. Gépjárművek menetteljesítmény- és vonóerő diagramja

#### 3.4.1. Menetteljesítmény diagram

A menetellenállások, a gördülő ellenállás, a légellenállás és az emelkedők teljesítményszükséglete a gépjármű sebességétől függ. A gépjármű teljesítménye viszont a gépjármű motor fordulatszámának a függvénye. A gépjármű motor fordulatszámából, az erőátviteli rendszer összes módosításának ismeretében, a motor teljesítménye a gépjármű haladási sebességének függvényében is ábrázolható.

A menetellenállások-, illetve a motor teljesítményének nagyságát ábrázolva, különböző sebességi fokozatok esetén, a menetsebesség függvényében nevezzük a gépjármű menetteljesítmény diagramjának.

A menetteljesítmény diagram szerkesztésénél a motor jelleggörbéiből indulunk ki. A 3. 8 ábrán látható egy gépjármű motor teljesítményének és nyomatékának a változása a motor fordulatszámának a függvényében.



3. 8 ábra Belsőégésű motor teljesítmény és nyomaték jelleggörbéje

A 3.8 ábrán látható motorteljesítmény görbéből kiolvashatók a motor különféle fordulatainak leadott teljesítménye. Ebből a hajtott kerekre jutó teljesítmény az erőátviteli rendszer hatásfokától függ.  $P_{\text{kerék}} = \eta_h \cdot P_{\text{motor}}$

Az erőátviteli rendszer hatásfoka a sebességváltó különféle fokozataiban változik, mégpedig a sebességváltó nagyobb módosításai esetén csökken. Példánkban a különféle sebességfokozatok esetén az erőátviteli rendszer hatásfokai a következők:

$$\eta_{dI} = 0,86$$

$$\eta_{dII} = 0,88$$

$$\eta_{dIII} = 0,9$$

Az alkalmazott háromfokozatú sebességváltó módosításai fokozatonként a következők:

$$i_{sI} = 3 \qquad i_{sII} = 1,7 \qquad i_{sIII} = 1$$

A gépjármű hajtott gumikerekének adatai: 175/70-R14

Ebből a fűvott gumikerek elméleti átmérője:

$$D_{elm} = 14 \cdot 25,4 + 2 \cdot 0,7 \cdot 175 = 600,6 [mm]$$

Az elméleti gördülési sugár:

$$R_{elm} = \frac{D_{elm}}{2} = \frac{600,6}{2} = 300,3 [mm] = 0,3003 [m]$$

15 mm-es belapulást feltételezve a hajtott kerék valóságos gördülési sugara:

$$R_g = 300,3 - 15 = 285,3 [mm] = 0,2853 [m]$$

A differenciálművet meghajtó haránthajtómű módosítása  $i_d = 3,6$

Ezekből az adatokból, a különböző sebességfokozatokhoz, adott motorfordulatszám esetén, a hajtott kerek kerületi sebessége, illetve a csúszásmentes gördülést feltételezve a gépjármű sebessége a következő, már ismert összefüggéssel számítható:

$$v_n = \frac{n_{motor} \cdot 2 \cdot R_g \cdot \pi \left[ \frac{m}{s} \right]}{i_{sn} \cdot i_d}$$

Ezen összefüggésekkel az alábbi táblázat kitölthető, mely az adatbázisa a gépjármű teljesítmény diagramjának.

Fordulatszám [f/min]	$P_{motor}$ [kW]	$P_{kerék I}$ [kW] $\eta_{hl} = 0,86$	$P_{kerék II}$ [kW] $\eta_{hl} = 0,88$	$P_{kerék III}$ [kW] $\eta_{hl} = 0,9$	sebesség $v_I$ [km/óra] $i_{sI} = 3$	Sebesség $v_{II}$ [km/óra] $i_{sI} = 1,7$	Sebesség $v_{III}$ [km/óra] $i_{sI} = 1$
1000	12,5	10,75	11	11,25	9,959	17,575	29,877
2500	46	39,56	40,48	41,4	24,897	43,936	74,691
4000	60	51,6	52,8	54	39,853	70,298	119,506

A gépjármű teljesítmény diagramjának további komponensei a menetellenállások ábrázolása a sebesség függvényében. A menetellenállások számítására alkalmas összefüggések a következők:

*A gördülő ellenállás teljesítmény igénye:*

$$P_{görd} = f \cdot m \cdot g \cdot v [W]$$

Ez egy egyenes egyenlete lenne, ha  $f$ , a gördülő ellenállási tényező értéke nem függne kis mértékben a sebességtől is. A gördülő ellenállási tényező sebesség függése az alábbi összefüggésből számítható:

$$f = f_0 + f_1 \cdot \left( \frac{v}{100} \right)^n$$

Az összefüggésben  $v$  a gépjármű sebessége, értékét kivételesen km/óra dimenzióban kell beírni. Az  $f_0$ ,  $f_1$  értékei a fűvott gumibroncs szerkezetétől, és a gumibroncsban lévő levegő nyomásától függenek. Az  $n$  kitevő értéke az útburkolat minőségétől függ, jó minőségű beton út esetén  $n=2,5$ .

E szerint a gördülő ellenállás is függ a sebességtől, és ez befolyásolja a gördülő ellenállás teljesítmény igényét is, vagyis a valóságban a gördülő ellenállás teljesítmény igénye a sebességgel nem lineárisan növekszik.

*A légellenállás teljesítményigénye:*

$$P_{lég} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot A \cdot c_w \cdot v = \frac{\rho}{2} \cdot v^3 \cdot A \cdot c_w [W]$$

ahol

$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	a levegő sűrűsége
$v \left[ \frac{m}{s} \right]$	a gépjármű sebessége
$A [m^2]$	a gépjármű haladási irányra merőleges felülete
$c_w [-]$	alaktényező

*Az emelkedési ellenállás teljesítményigénye:*

$$P_{emel} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot v [W]$$

Ahol

$\alpha^0$	az emelkedő hajlásszöge
$m [kg]$	a gépjármű tömege
$v [m/s]$	a gépjármű sebessége

*Végül a gyorsításhoz szükséges teljesítmény:*

$$P_{gyorsít} = m \cdot a \cdot v [W]$$

Ahol

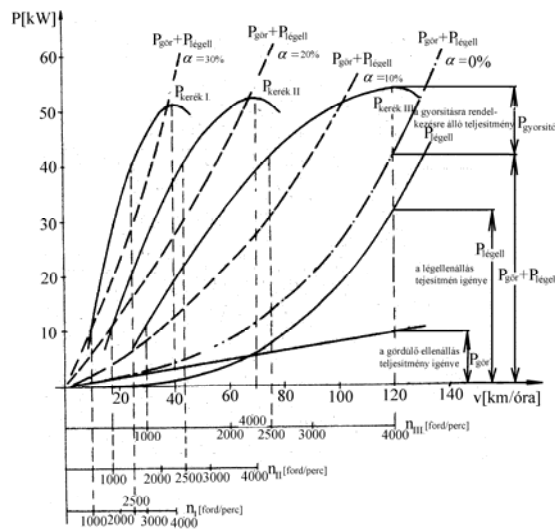
$a [m/s^2]$	a gépjármű gyorsulása
$m [kg]$	a gépjármű tömege
$v [m/s]$	a gépjármű sebessége

A gépjármű motorjának teljesítménye ezen teljesítmény komponensek biztosítására fordítódik, vagyis

$$P_{motor} \cdot \eta_h = P_{görd} + P_{lég} + P_{emel} + P_{gyorsít}$$

A teljesítmény komponensek sebességtől függő változását mutatja meg grafikusán a gépjárművek menetteljesítmény diagramja, mely a 3. 9 ábrán látható.





3. 9 ábra menetteljesítmény diagram

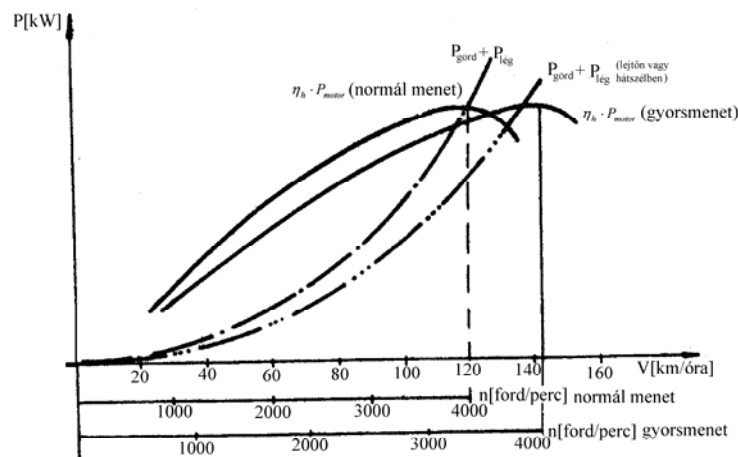
A 3.9 ábra a különböző sebességfokozatokban ábrázolja a gépjármű motorjának a kerékre jutó teljesítményét, ami természetesen csak a motor adott sebességéhez tartozó fordulatszámától függ. A táblázatban megtalálhatók a különböző sebességi fokozatok esetén az adott sebességhez tartozó motor fordulatszámok, és az adott fordulatszámokhoz tartozó sebességi adatok.

A 3. 9 ábrából a következő információk olvashatók ki:

- Vízszintes sík úton a menetellenállások görbéje közel 130 km/óra sebességnél metszi a motor teljesítmény görbéjét a III. sebességfokozatban. Ebből következik, hogy a gépjármű maximális sebessége közel 130 km/óra.
- 10%-os emelkedő esetén a gépjármű motor hajtott kerékre jutó teljesítménye és a menetellenállások közötti egyensúly közel 100 km/óra sebességnél alakul ki a sebességváltó III. fokozatában.
- A teljesítmény diagramon 120 km/óra sebességnél jelöltük a még rendelkezésre álló teljesítmény többletet, mely a gépjármű további gyorsítására rendelkezésre áll.
- Az összes menetellenállás értékeit a sebesség függvényében, egy paraméteres görbesereg ábrázolja. A görbesereg paramétere az emelkedő nagyságának százalékos értéke. Így bármely sebességnél leolvasható a menetellenállások összegének teljesítmény szükséglete 10 %, 20 %, és 30 %-os emelkedők esetén.
- A menetellenállások teljesítményszükségletének, és a rendelkezésre álló kerékteljesítményeknek a különbsége, melyet teljesítményfeleslegnek nevezünk. A teljesítményfelesleg felhasználható gyorsításra vagy nagyobb emelkedő legyőzésére.
- A menetteljesítmény diagramban a keréken mérhető hajtóteljesítmény görbéi a sebességváltó fokozatának változtatása, illetve a módosításának

változtatása esetén jobbra, vagy balra eltolódhatnak. A 3. 9 ábrán a legnagyobb sebességfokozat összes módosítása úgy van megválasztva, hogy sík, egyenes úton a motor kissé túlpörög. A teljesítménygörbe tetőpontján túl a lemenő ágban metszi az összes menetellenállás teljesítményszükségletének a görbáját. Az összes módosítást azért célszerű így megválasztani, hogy nagyobb teljesítményfelesleg álljon rendelkezésre a gyorsítási és emelkedési ellenállások teljesítményszükségleteinek legyőzésére.

- A gépjármű motorjának kímélése érdekében egyes gépkocsik sebességváltóját gyorsmeneti fokozattal látják el. A gyorsmeneti fokozat módosítása kisebb mint egy, kisebb mint a direkt fokozat módosítása. Ez azt jelenti, hogy a sebességváltó bemenő tengelyének fordulatszáma, mely megegyezik a motor fordulatszámával, kisebb, mint a sebességváltó kimenő tengelyének a fordulatszáma.
- A 3. 10 ábra mutatja, hogy a gyorsmenet (schnellgang, over drive) bekapcsolása esetén miképpen tolja el jobbra a hajtóteljesítmény görbáját. Egyúttal megváltozik a motor fordulatszám léptéke, és kisebb lesz valamivel az elérhető maximális sebesség. Hátszélben vagy lejtőn azonban, amikor az összes menetellenállás teljesítményszükségletének görbéje kevésbé meredek lesz, a gyorsmeneti fokozattal rendelkező jármű lényegesen nagyobb végsebességet érhet el.



3. 10 ábra A gyorsmeneti fokozat menetteljesítmény viszonyai

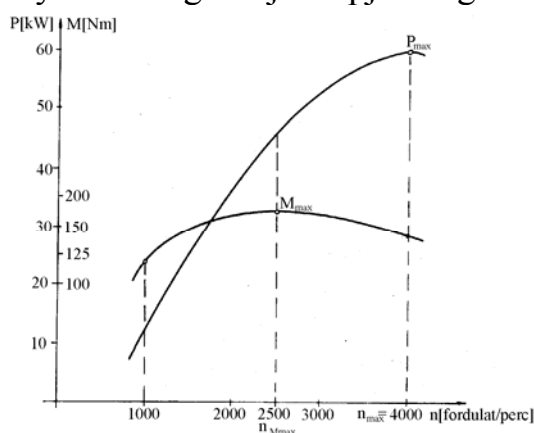
- Az 3. 10 ábrából az is látható, hogy a gyorsmeneti fokozat bekapcsolása esetén ugyanakkora gépjármű sebességekhez sokkal kisebb motorfordulatszámok tartoznak. Az ilyen módosítás valóban kíméli a motort, mert kopások szempontjából kevésbé káros a nagyobb motorterhelés, mint a túl magas motorfordulatoknál fellépő tömegeterők hatása.
- További előnye a gyorsmenetnek, hogy a motor terhelésének növekedésével lényegesen kisebb lesz a fajlagos fogyasztás is, és ezzel együtt a jármű 100 km-re eső tüzelőanyag fogyasztása is.

### 3.4.2. Vonóerő diagram

A gépjárművek fűvott gumikereke és az útburkolat között ébredő vonóerő nagysága a gépjármű motorjának nyomatékától, az erőátviteli rendszer teljes módosításától és hatásfokától, valamint a fűvott gumikerék dinamikus gördülési sugarától függ.

A gépjárművek fűvott gumikerekei és az útburkolat között ébredő vonóerőnek a nagyságát ábrázoljuk a gépjármű haladási sebességének függvényében, a sebességváltó különböző fokozataiban az így nyert diagramot nevezik a gépjármű vonóerő diagramjának. A vonóerő diagramba be szokták rajzolni a menetellenállások változását a gépjármű sebességének függvényében.

A gépjárművek vonóerő diagramjának kiinduló adatbázisa a már ismert, és a 3.11 ábrán újra látható belsőégésű motor jelleggörbe, de a vonóerők számítását most a gépjármű motor nyomatéki görbéje alapján végezzük.



3. 11 ábra Belsőégésű motor teljesítmény és nyomaték jelleggörbéje

A gépjármű motorjának nyomatéki görbéjéből leolvashatók a különféle motor fordulatszámokhoz tartozó nyomatékok értékei.

A különféle fordulatszámokhoz és sebességfokozatokhoz tartozó vonóerő értékek a következő összefüggésből számíthatók:

$$F_n = \frac{M_{motor} \cdot i_d \cdot i_{sn} \cdot \eta_{hn}}{R_g}$$

ahol

$F_n$  [N] a fűvott gumikeréken ébredő vonóerő az  $n$ . sebességi fokozatban

$M_{motor}$  [Nm] a motor nyomatéka egy adott fordulatszám

$i_d$  a differenciálmű haránt hajtóművének állandó módosítása

$i_{sn}$  a sebességváltó  $n$ . fokozatának módosítása

$\eta_{hn}$  az erőátviteli rendszer összhathatásfoka az  $n$ . sebességfokozatban

A következő táblázatban összegyűjtjük, illetve kiszámítjuk a gépjármű vonóerő diagramjához szükséges adatokat, megőrizve a menetteljesítmény diagramhoz már kiszámított, a különféle motor fordulatszámhoz és sebességi fokozathoz tartozó haladási sebesség értékeket.

A gépjármű hajtott gumikerekének adatai: 175/70-R14

Ebből a fűvott gumikerék elméleti átmérője:

$$D_{elm} = 14 \cdot 25,4 + 2 \cdot 0,7 \cdot 175 = 600,6 [mm]$$

Az elméleti gördülési sugár:

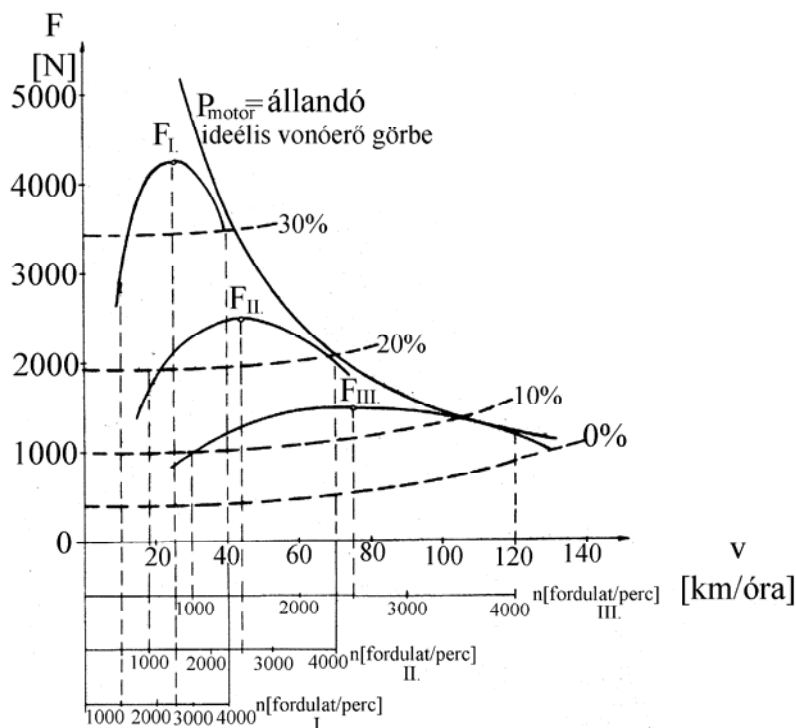
$$R_{elm} = \frac{D_{elm}}{2} = \frac{600,6}{2} = 300,3 [mm] = 0,3003 [m]$$

15 mm-es belapulást feltételezve a hajtott kerék valóságos gördülési sugara:

$$R_g = 300,3 - 15 = 285,3 [mm] = 0,2853 [m]$$

A differenciálművet meghajtó haránthajtómű módosítása  $i_d = 3,6$

Fordulatszám [f/min]	$M_{motor}$ [Nm]	$F_{kerék I}$ [N] $\eta_{hl} = 0,86$	$F_{kerék II}$ [N] $\eta_{hl} = 0,88$	$F_{kerék III}$ [N] $\eta_{hl} = 0,9$	sebesség $v_I$ [km/óra] $i_{sI} = 3$	Sebesség $v_{II}$ [km/óra] $i_{sI} = 1,7$	Sebesség $v_{III}$ [km/óra] $i_{sI} = 1$
1000	119	3874,1	2246,4	1351,4	9,959	17,575	29,877
2500	176	5729,7	3322,4	1998,7	24,897	43,936	74,691
4000	143	4655,4	2699,4	1624	39,853	70,298	119,506



3. 12 ábra Vonóerő diagram

A fenti adatok alapján megszerkesztett 3.12 ábrán látható a vonóerő változása a motorfordulatszám függvényében, mind a három sebességi fokozatban. A diagramba az ideális vonóerő görbe is be van rajzolva a  $P_{motor} = \text{állandó}$  esetében, vagyis abban az esetben, ha a motor teljesítménye minden sebességnél azonos lenne, azaz példánkban mindig 60 kW lenne az értéke.

A diagramban jól látható, hogy a valóságos vonóerő görbe arányos a motor nyomatékgörbéjével. Ha csökkentjük a gépjármű sebességét, a vonóerő a motor forgatónyomatékával arányosan nő. Visszakapcsolva a következő, alacsonyabb sebességfokozatba, a menetsebesség a módosítás arányában csökken, a vonóerő azonban ugyanilyen arányban nő.

A valóságos vonóerő görbék az alacsonyabb. sebességfokozatokban eltávolodnak az ideális vonóerő görbétől, ugyanis ezekben a fokozatokban romlik a hajtómű hatásfoka. Ha hatásfokok értéke minden fokozatban azonos lenne ( $\eta_I = \eta_{II} = \eta_{III}$ ), akkor az  $F_1$  és  $F_2$  görbék is érintenék a berajzolt ideális vonóerő görbét. Az ábra mutatja a menetellenállásokat is sík úton (0 %), valamint a különböző emelkedéseken. Így a vonóerő diagramból éppen úgy meg lehet állapítani, hogy melyik sebességfokozattal milyen lejtőre tud felmenni a jármű, mint a menetteljesítmény diagramból. Tanulságos összevetni a vonóerő diagramot a menetteljesítmény diagrammal. Ahogy a kerékteljesítmény maximális értékeit csak a sebességfokozatoknak megfelelően, bizonyos sebességhatárokon belül lehet igénybe venni, úgy a vonóerő maximális értékei is csak a sebességfokozatok módosításai által megszabott menetsebességeknél fejthetők ki. Tehát mechanikus sebességváltók alkalmazása esetén a kerékteljesítmények is, a vonóerők is lépcsőzetesen változnak, és az egyes lépcsők között jelentős hézagok, ki nem használható területek maradnak. A hézagok nagysága csökkenthető a sebességfokozatok számának növelésével. Elméletileg, végtelen sok sebességfokozat alkalmazása esetén, a ki nem használható területek megszűnnének, és a maximális teljesítményt és vonóerőt bármely menetsebességnél ki lehetne fejteni. Ez a gyakorlatban természetesen lehetetlen. A sebességváltó szerkesztésénél és a fokozatok számának megállapításánál arra kell törekedni, hogy a valóságos vonóerő görbék minél jobban megközelítsék az ideális vonóerő görbét, és minél kisebbek legyenek a ki nem használható területek.

Az ideális vonóerő görbe jobb megközelítését szolgálja a fokozatok számának növelésén kívül a motor nyomatékrugalmasságának növelése, mert rugalmasabb motornál a fordulatszám csökkenésével a nyomaték és vele együtt a vonóerő fokozottabban nő. Éppen ezért rugalmas motorral rendelkező gépjárműnél a nagyobb vonóerő feleslegek miatt a sebességfokozatok számát esetleg csökkenteni is lehet.

Azt, hogy egy gépjármű sebességváltója hány sebességfokozattal rendelkezzen, elsősorban a teljesítmény-, ill. vonóerő feleslegek döntenek el. Ha egy aránylag könnyű gépjárműbe nagyteljesítményű motort építenek be, elegendő egy három fokozatú sebességváltómű, mert nagyok a teljesítményfeleslegek. Ha viszont a motor teljesítményéhez képest aránylag nehéz a jármű, több sebességfokozatra van szükség, hogy mindig rendelkezésre álljon a szükséges teljesítményfelesleg, különben a jármű gyorsító képessége nem lesz megfelelő, és a lejtőmászó képes-

sége is kedvezőtlenül alakul. Nehéz tehergépkocsiknál és vontatóknál ezért gyakran nyolc, tizenkettő, sőt tizenhat is lehet a sebességfokozatok száma.

### 3.4.3. Fajlagos vonóerő (NFD) diagram

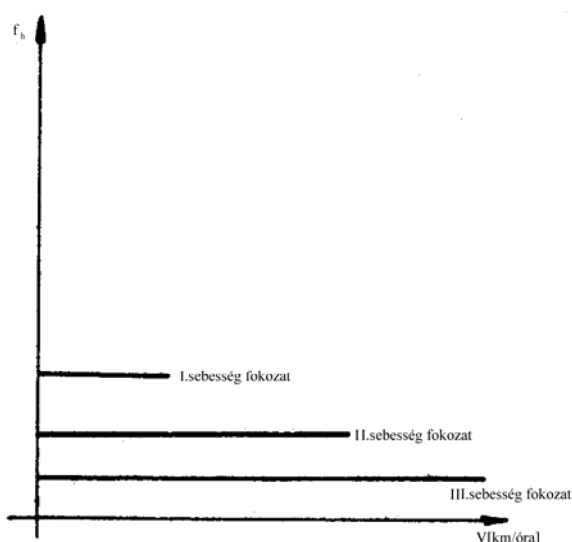
A gépjármű fajlagos vonóerejét mutatja az NFD diagram, melyet a **normál futási diagram**nak nevezünk. E diagramban nem a vonóerő abszolút értéke van a koordináta rendszer függőleges tengelyére felmérve, hanem

$$f_f = \frac{F}{m \cdot g}$$

az úgynevezett fajlagos vonóerő, vagyis az adott sebességi fokozathoz és sebességhez tartozó vonóerőnek és a gépjármű súlyának a viszonya.

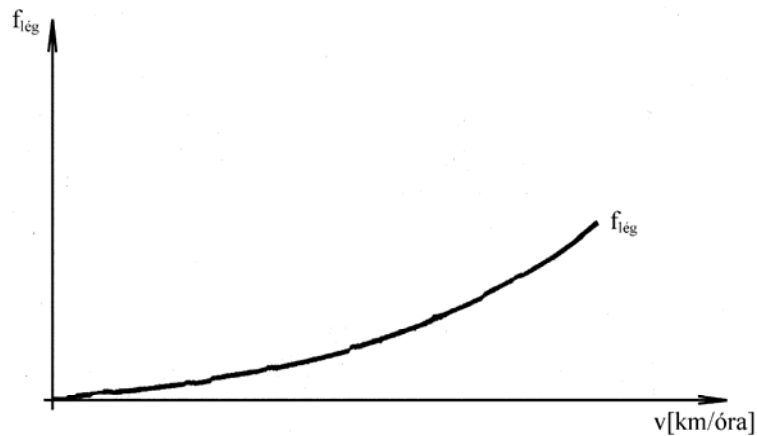
Természetesen a diagramba berajzolt ellenállások is fajlagos értékek, azaz ezeket is úgy kapjuk meg, hogy a különféle ellenállások abszolút értékét el kell osztani a jármű teljes súlyával.

A 3.13 ábrán az erőátviteli rendszer fajlagos menetellenállás értékei láthatók, különféle sebességi fokozatokban, melyek az alacsonyabb sebességfokozatokban, a nagyobb módosítások miatti hatásfok romlás következtében, növekednek.



3. 13 ábra Az erőátviteli rendszer fajlagos menetellenállása

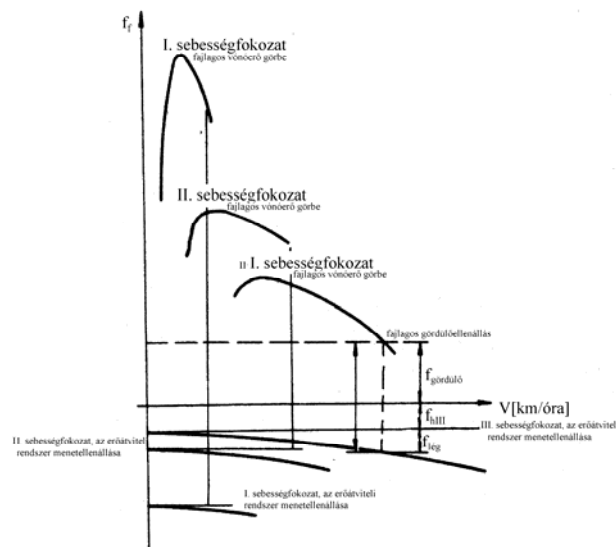
A 3. 14 ábrán a fajlagos légellenállás másodfokú parabolája látható.



3. 14 ábra A fajlagos légellenállás

Az erőátviteli rendszer fajlagos menetellenállása és a fajlagos légellenállás az úttól független menetellenállások. Az NFD diagramban e két fajlagos menetellenállás értékeit a koordináta-rendszer vízszintes tengelye alatt, veszteségről lévén szó, negatívként ábrázolják. A fajlagos vonóerőket az úttól független menetellenállások, az erőátviteli rendszer és a légellenállás eredőjétől mérik fel. Így a fajlagos vonóerőknek a vízszintes tengely fölötti része marad az úttól függő fajlagos gördülő- és emelkedési ellenállások legyőzésére.

A 3. 15 ábrán látható NFD diagram ezek alapján készült.



3. 15 ábra Az NFD diagram

A III. sebességhez tartozó görbe metszéspontja az abszcissa-tengellyel ebben a diagramban nem az elérhető legnagyobb sebességet jelenti, mert gördülő ellenállással mindig számolnunk kell. Sík egyenes úton elérhető maximális sebesség értékét úgy kapjuk meg, hogy az abszcissa-tengely fölött meghúzzuk a fajlagos

gördülő ellenállás vízszintes vonalát. Ennek a fajlagos vonóerővel való metszéspontja adja meg a legnagyobb sebesség értékét. Amennyiben a fajlagos gördülő ellenállás és a fajlagos emelkedő ellenállás összege kisebb, mint a rendelkezésre álló pozitív fajlagos vonóerő, úgy gyorsításokra is jut még fajlagos gyorsító erő.

### 3.5. Sebességváltóművek csoportosítási szempontjai és csoportosítása

A sebességváltóműveket többféle szempont szerint osztályozhatjuk: A nyomatékátvitel módja, illetve a módosítások megvalósítása szerint megkülönböztünk:

- mechanikus
- hidraulikus
- hidromechanikus
- villamos váltóműveket

A mechanikus sebességváltóműveket feloszthatjuk:

- normál fogaskerekes
- bolygóműves
- fokozatmentes váltóművekre

A normál fogaskerekes sebességváltóművek a fogaskerekek kapcsolása szerint lehetnek:

- toló kerekes
- kapcsolókörmös
- szinkronizáló berendezéssel ellátott váltóművek

A hidraulikus váltóművek lehetnek:

- hidrodinamikus
- hidrosztatikus rendszerek

A hidromechanikus sebességváltóművek a hidraulikus és mechanikus rendszerű váltóművek különféle kombinációjából állnak.

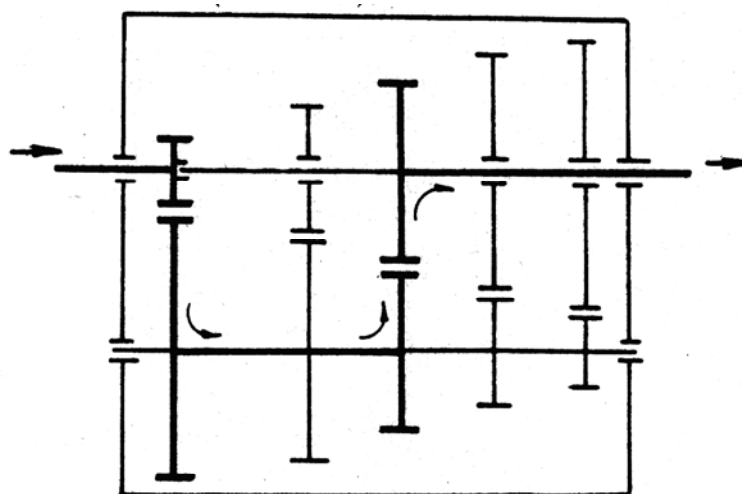
A sebességváltók a működtetés módja szerint lehetnek:



- kézi váltású
- fél-automatikus
- automatikus váltók

A napjainkban legerjedtebben alkalmazott mechanikus, homlok-fogaskerekes sebességváltóműveknek két fő típusa van:

- előtét tengelyes váltómű, melynek a kinematikai vázlata a 3. 16 ábrán látható.

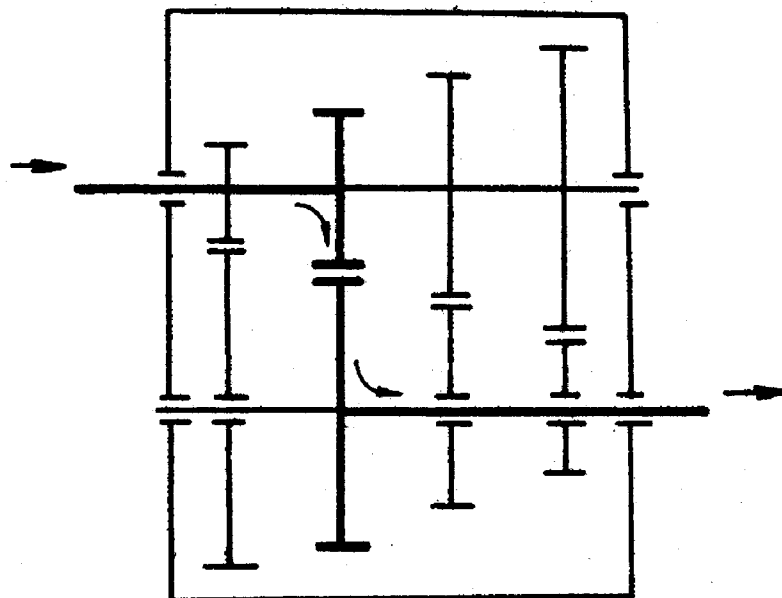


3. 16 ábra Előtét tengelyes direkt váltó

Az előtét tengelyes sebességváltómű nagy módosítást tud megvalósítani, mivel a módosítás két fokozatban, azaz két fogaskerék pár módosításának szorzataként adódik. További előnye, hogy a direkt fokozatban, mikor körmös kapcsoló segítségével összekapcsoljuk a sebességváltó bemenő tengelyét, az úgynevezett nyeles tengelyt, a sebességváltó kimenő tengelyével, az úgynevezett sebességváltó fő tengelyével, fogaskerekek közbeiktatása nélkül. A sebességváltómű mechanikai hatásfoka éppen ezért a legtöbbet használt direkt fokozatban nagyon kedvező értékű.

- indirekt váltómű, melynek a kinematikai vázlata a 3. 17 ábrán látható.

Az indirekt sebességváltóműveket elsősorban első kerék hajtású vagy hátsókerék hajtású farmotoros járművekbe építik be, melyeknél a sebességváltómű a differenciálművel egy szerkezeti egységet képez. Ezeknél a bemenő és kimenő tengely szerkezeti okokból általában nem is eshet egy egyenesbe. Kis sebességváltó belső módosítások esetén kedvező ez az elrendezés, ezért kiskocsiknál gyakran alkalmazzák.



3. 17 ábra Indirekt váltó

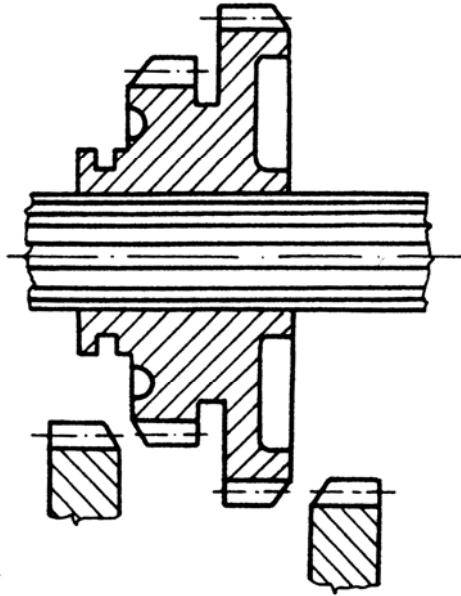
Az indirekt váltómű hátránya, hogy nincs direkt fokozata, továbbá, hogy az egyes módosítások egy fokozatban, azaz egy fogas kerékpárral történő megvalósítása nagyobb méreteket kíván. A sebességi fokozatok kapcsolása hasonlóan történik, mint az előtéttengelyes sebességváltóknál.

### 3.6. Mechanikus sebességváltóművek szerkezete és működése

#### 3.6.1. Fogaskerékes sebességváltóművek

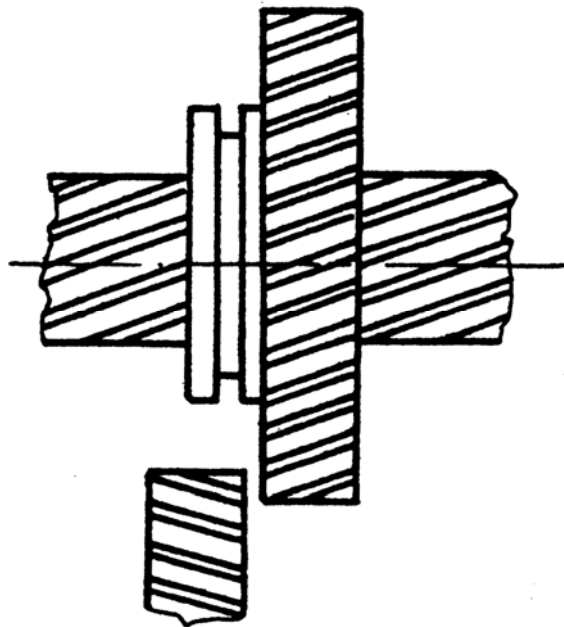
A klasszikus, napjainkban is leggyakrabban alkalmazott sebességváltóművek konstrukciós alapváltozatainak elvi megoldását 3. 16 és 3. 17 ábra alapján már megismertük. A fokozatváltás egy-egy fogaskerékpár összekapcsolásával történik. A fogaskerékpár egyik kereke általában rögzítve van az egyik tengelyen. Ennek a tengelyhez rögzített keréknek a másik tengelyen lévő kerékkel alapvetően kétféle kapcsolata lehetséges:

- A fogaskerékpár kerekei között nincs állandó fogkapcsolat. A tengelyhez rögzített fogaskereket a másik tengelyen lévő, tengely irányban elmozdítható fogaskerékkel sebességváltáskor, a kerék tengelyirányú eltolásával kapcsolják össze. Ezeket nevezzük toló fogaskerékes sebességváltóműveknek. Ennél a rendszernél a kapcsolást a fogak végzik, semleges állásban a fogaskerekek nem kapcsolódnak egymással. A kerekek rendszerint egyenes fogazásúak. Egy ilyen egyenes fogazású tolófogaskerékes kapcsolás vázlatát látható a 3. 18 ábrán.



3. 18 ábra Egyenes fogazású tolófogaskerekes kapcsolat

Abban az esetben, mikor a tolófogaskerekes kapcsolást ferde fogazatú kerék-párokkal valósítják meg, a tolófogaskerék bordás aggyal csatlakozik egy bordás tengelyhez. Ez esetben a bordástengely bordáinak és a tolófogaskerék fogferdeségnek a menetemelkedése azonos. Egy ferde fogazású tolófogaskerék kapcsolat konstrukciós kialakításának vázlata látható a 3. 19 ábrán.



3. 19 ábra Ferde fogazású tolófogaskerék kapcsolat

- A fogaskerékpár kerekei között állandóan fogkapcsolat van. Az összekapcsolt fogaskerékpárok, egyik kereke szabadon elfordulhat a tengelyén. Kapcsoláskor ezt a fogaskereket mechanikusan összekapcsolják a tengelyével. A tengelyén szabadon elforduló fogaskerék a tengelyéhez való mechanikus kapcsolásának konstrukciós változatai a következők::
  - kapcsoló körmökkel
  - kapcsoló fogazással
  - vonóékkal;
  - szinkronizáló berendezéssel működtetett kapcsolóval;
  - súrlódással, többtárcsás súrlódó kapcsoló segítségével, ha nagy teljesítményeket kell átvinni.

### **Tolófogaskerekes sebességváltómű**

Ezt a sebességváltó típust, korábban, személygépkocsik részére 3 vagy 4, autóbuszok és teherautók részére 5 vagy 6 sebességfokozattal építették. Kialakítása egyszerű, de a sebességváltás a gépjármű vezetőjétől nagy gyakorlatot és figyelmet igényel.

A 3. 20 ábrán három sebességi fokozattal és egy hátramenettel rendelkező tolókeres sebességváltómű látható. A hajtó nyelestengely ferde fogazású fogaskereke állandóan kapcsolódik az előtéttengely legnagyobb fogaskerekével, tehát az előtéttengely mindig forog, ha a motor által a tengelykapcsolón keresztül hajtott nyelestengely forgásban van. A 3. 20 ábrán a sebességváltómű 0, vagyis üres állásban van.

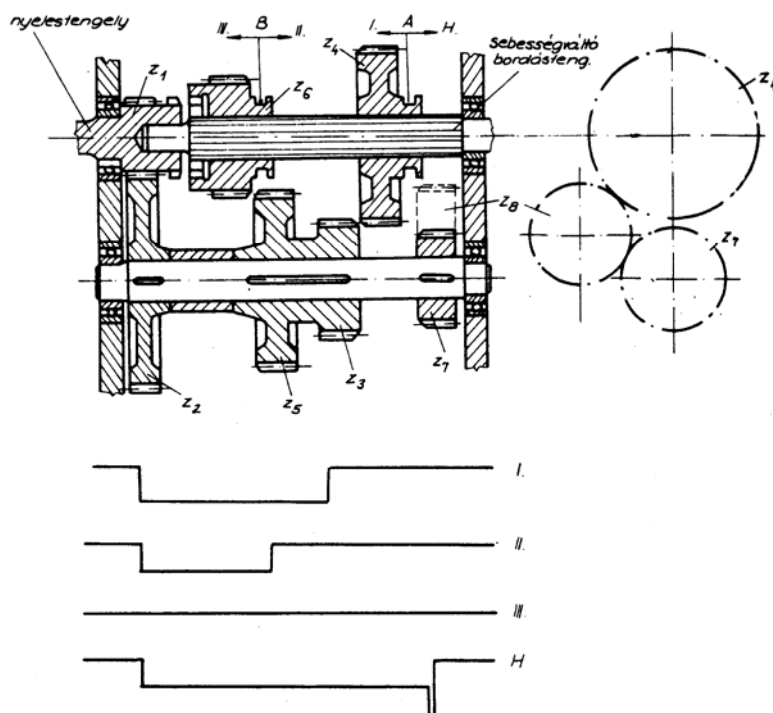
Az első sebességi fokozat, a legnagyobb lassító módosítás kapcsolása az *A*-val jelzett tolókerék balra mozdításával történik. Ekkor a bordástengely legnagyobb fogszámú fogaskereke kapcsolódik a nyelestengelyről lassító módosítással hajtott előtét tengely legkisebb fogszámú fogaskerekével.

Az első fokozat módosítása, a következő összefüggéssel számítható:

$$i_{sI} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3},$$

ahol a *z* az egyes fogaskerekek fogszáma. A számlálóban mindig

a hajtott kerekek, a nevezőben a hajtó kerekek fogszáma írandó.



3. 20 ábra Három sebességi fokozattal és egy hátramenettel rendelkező tolokerekes sebességváltómű

A II. sebességfokozat a **B** jelű tolófogaskerék jobbra tolásával kapcsolható. Ekkor a bordástengely kisebb fogszámú fogaskereke kapcsolódik a nyelestengelyről lassító módosítással hajtott előtét tengely nagyobb fogszámú fogaskerekével.

Az második fokozat módosítása, a következő összefüggéssel számítható:

$$i_{sII} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$

A III. úgynevezett direkt sebességi fokozat bekapcsolásához a **B** tolokereket balra kell mozdítani. Ekkor kapcsolókörmök kötik össze a bordástengelyt a nyelestengellyel, és létrejön a direkt fokozat, melynek módosítása:

$$i_{sIII} = i_{direkt} = 1$$

A III. fokozatban az előtét tengely üresen forog.

Az egyes fokozatok bekapcsolása után létrejövő teljesítmény-, illetve nyomaték átvitel a 3. 20 ábrán látható kapcsolási diagrammon jól nyomon követhető.

A hátramenet bekapcsolásához az **A** tolokereket jobbra kell mozgatni, hogy az előtét tengely utolsó kerekével kapcsolódó hátrameneti fogaskerékkel kapcsolód-

jon. A hátrameneti fogaskerék a nyelestengely forgásával ellentétes irányban

forogtatja a bordástengelyt. A hátramenet módosítása: 
$$i_{sR} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_4}{z_8}$$

A tolókerekes sebességváltóművek fogaskerekeinek széleit a kapcsolás megkönnyítése és a kapcsolással járó zaj csökkentése érdekében legömbölyítik. Ennek ellenére ilyen rendszerű sebességváltóművek zajmentes, sima kapcsolását csak a következők figyelembevételével végezhetjük el:

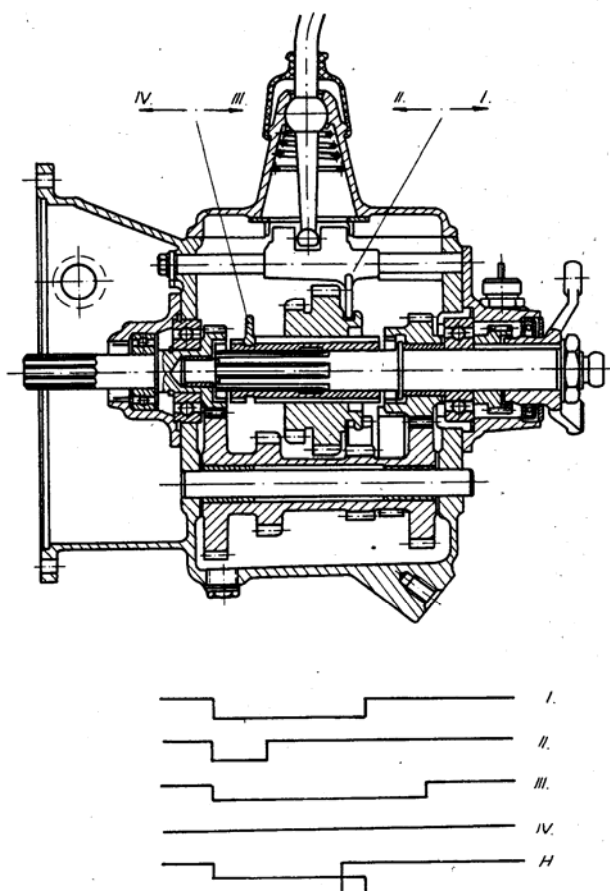
- A tolófogaskerekeket összekapcsolni, csak akkor lehetséges, ha az összekapcsolandó fogaskerekek kerületi sebessége azonos. Eltérő esetekben a tolófogaskerekek fogai a kapcsolási próbálkozások során, homlokfelületükön ütköznek, kellemetlen recsegő zajt okozva nem tolhatók be a másik fogaskerék foghézagába, az összekapcsolandó fogaskerekek zajosan kapcsolódnak, sőt esetleg törések, lepattogzások is előfordulhatnak
- Magasabb fokozatba kapcsolásnál a tengelykapcsoló oldását, a tengelykapcsoló pedál kinyomását követően először üresbe kell kapcsolni, majd a tengelykapcsoló pedált felengedésével, a sebességváltómű előtéttengelyének a fordulatszáma csökkenthető, és csak ezután, újabb tengelykapcsoló lenyomással kapcsolható a következő sebességfokozat (felkapcsolás).
- Különösen nagy figyelmet igényel a gépjármű vezetőjétől az alacsonyabb sebességi fokozatba való kapcsolás, a visszakapcsolás. Ilyenkor a tengelykapcsoló oldása után üres, semleges állásba kell kapcsolni a sebességváltót, majd a tengelykapcsoló zárása után gázadással fel kell gyorsítani a nyelestengelyen keresztül az előtéttengelyen lévő fogaskerekeket (gázfröccs), majd a tengelykapcsoló ismételt oldását követően, a már azonos fordulatszámmal forgó tolófogaskerekek összekapcsolhatók.

Ezen sebességváltó konstrukciók alkalmazása ma már nagyon ritka, mivel a tolófogaskerekes sebességváltóknál a kapcsolás és különösen a visszakapcsolás nagy figyelmet és gyakorlatot igényel.

### 3.6.1.1. Tolóhüvelyes sebességváltómű

A 3. 21 ábrán négyfokozatú tolóhüvelyes sebességváltómű szerkezeti felépítése látható. Az előtéttengely jobboldali fogaskereke állandóan kapcsolódik a bordástengely jobbszélén elhelyezkedő, azon szabadon elforgó fogaskerékkel. A bordástengely bordázott részén egy kívül is bordázott hüvely tengely irányban mozogatható. Ezt a kapcsoló hüvelyt balra tolva a IV. fokozat jobbra tolva a III. fokozat kapcsolható. A III. fokozat úgy kapcsolódik, hogy a hüvely a szabadon forgó keréken kiképzett körmökbe kapcsolódva, a kereket rögzíti a tengelyen. A

tolóhüvelyen eltolható csoportkerék jobb oldali nagyobb fogszámú fogaskereke a I. fokozatot, bal oldali kisebb fogszámú fogaskereke az II. fokozatot kapcsolja.



3. 21 ábra Négyfokozatú tolóhüvelyes sebességváltómű

Ez az ún. Warner rendszer. Előnye, hogy a gyakran használt sebességfokozatok fogaskerekei az oldalfalak közelében, a csapágyakhoz közel helyezkednek el, kedvezőbben terhelve a sebességváltómű tengelyei, míg középre a ritkábban használt I. és II. fokozatot kapcsoló fogaskerekek kerültek. További előnye, hogy a III. és IV. sebességi fokozat kedvezőbb kapcsolási feltételekkel rendelkező körmös kapcsolókkal és nem tolókerekkel kapcsolható.

Az egyes fokozatok bekapcsolása után létrejövő teljesítmény-, illetve nyomaték átvitel a 3. 21 ábrán látható kapcsolási diagrammon jól nyomon követhető.

### 3.6.1.2. Körmös kapcsolós sebességváltóművek

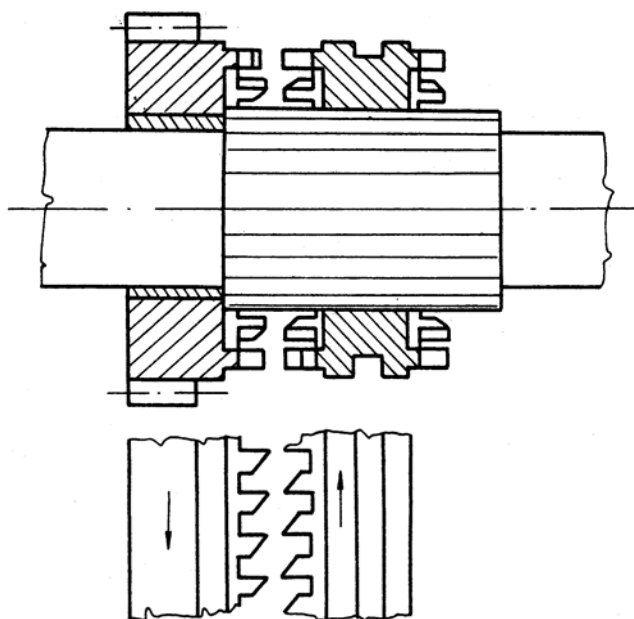
A tolókerekes, illetve toló hüvelyes sebességváltó művek már említett kezelési nehézségeinek csökkentése érdekében fejlesztették ki azokat a sebességváltó típusokat, melyeknél a fogaskerékpárok állandó fogkapcsolatban vannak egymással. Ez a konstrukciós megoldás a sebességváltómű kezelése és mechanikai szempontból is számos előnyt biztosít.

Ezek az előnyök a következők:

- Az állandó fogkapcsolatban lévő fogaskerekek lehetővé teszik a ferde fogazású kerekek egyszerű alkalmazását.
- A ferde fogazású kerekek kapcsolási száma nagyobb, mint az egyenes fogazásúaké, ez simább, kisebb zajú hajtást biztosít.
- Szilárdságtani szempontból a ferde fogazású fogaskerékpár kapcsolat, szemben az egyenes fogazásával, azonos teljesítmény esetén kisebb modulú fogaskerekek alkalmazását teszi lehetővé. Ez kisebb tömegű sebességváltómű konstrukciókat eredményezhet.
- Az előtét tengelyes, direkt váltóműveknél, a nyomatékátvitelben résztvevő mindenkor két-két fogaskerékpár eltérő fogferdesége biztosíthatja a sebességváltó tengelyeinek és csapágyainak tengely irányú, axiális igénybevétele csökkentését, illetve megszüntetését.
- A sebességváltómű kezelése szempontjából a tengelyen, szabadon elforduló kerekek tengelyhez való kapcsolása egyszerűbb szerkezetet, kisebb gyakorlatot, illetve figyelmet igényel a tolókerekes, illetve toló hüvelyes váltókkal szemben.
- További előny, hogy az állandó fogkapcsolatban levő fogaskerekek nyomatékot csak akkor visznek át, ha a fogaskerékpár szabadon forgó kerekét a sebességváltás során valamely, a korábban már felsorolt kapcsoló szerkezettel a sebességváltó tengelyéhez rögzítik.

#### 3.6.1.2.1. Homlokfogazású körmös kapcsolók

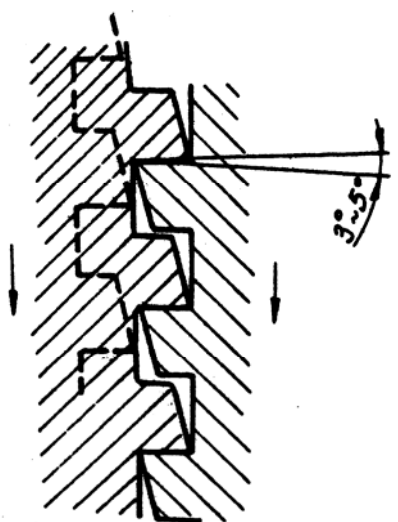
A 3.22 ábrán látható megoldásnál a kapcsolókörmök a fogaskerék oldalán vannak elhelyezve.



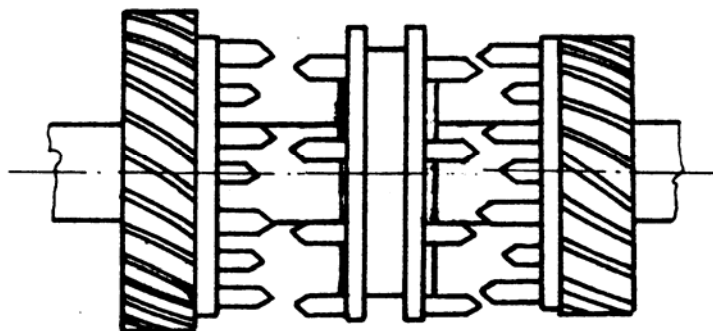
3.22 ábra Homlokfogazású körmös kapcsoló



A kapcsolat megkönnyítése céljából a körmök homloklapfelületét ferdén lemunkálják. Ezen kívül a kapcsolókörmök érintkező felületeit  $3\div 5^\circ$ -al aláköszörülik. Ezzel elérhető, hogy a kapcsolandó részek terhelésekor ébredő kerületi erők tengely irányú, axiális komponense a kapcsoló körmök összezárását biztosítsák. Ez a megoldás látható a 3. 23 ábrán.



3. 23 ábrán Aláköszörült kapcsolókörmök



3. 24 ábra Körmös kapcsoló, különböző hosszúságú kapcsoló körmökkel

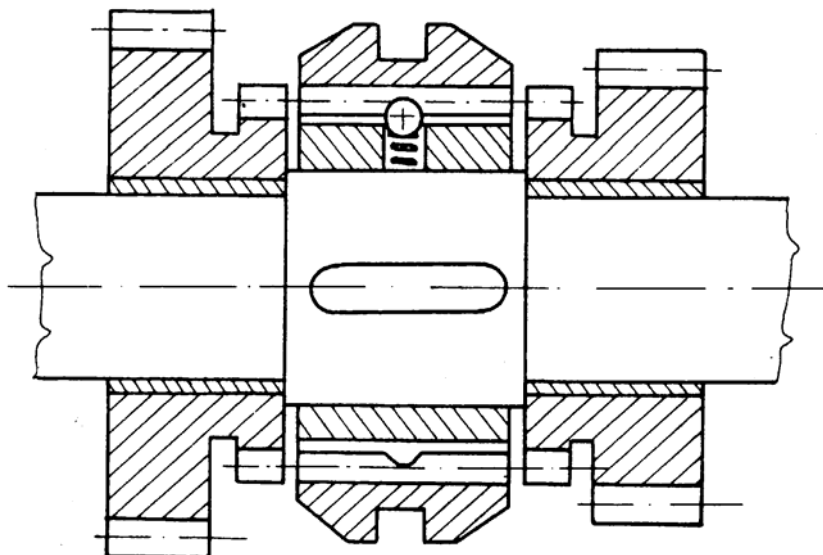
A 3. 24 ábrán látható körmös kapcsolónál a fogaskeréken minden második köröm hosszabb. Ennek a megoldásnak az az előnye, hogy a kapcsolat simábban, gyorsabban jön létre, és bekapcsolva a rövidebb fogak szögsebesség-ingadozás esetén megakadályozzák a kapcsolóhüvely verődését. A homlokfogazású körmös kapcsolók drágák, nehezen megmunkálhatók, ezért alkalmazásuk sebességváltóknál nem terjedt el.

### 3.6.1.2.2. Tolóhüvelyes körmös kapcsolók

A tolóhüvelyes körmös kapcsolóknál a kapcsolókörmök alkotó irányúak, így megmunkálásuk egyszerű. A 3. 25 ábrán egy tolóhüvelyes körmös kapcsoló egy lehetséges konstrukciós változata látható.

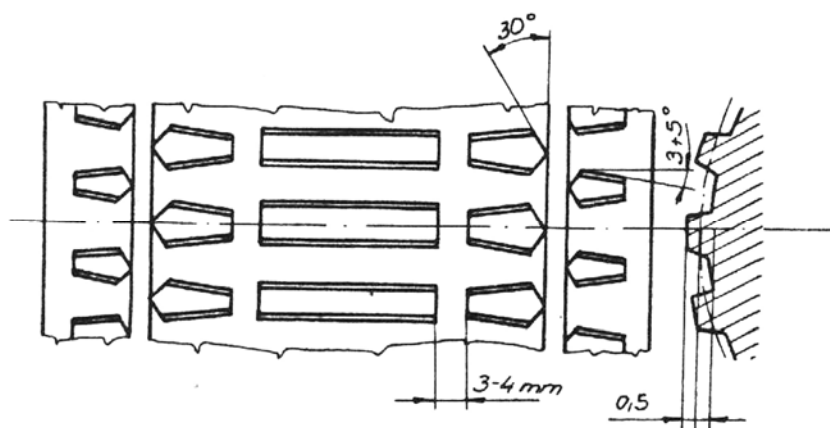
A tolóhüvely a tengely bordázatán vagy a tengelyre ékelt hüvely bordáin tolható tengely irányban, axiálisan jobbra vagy balra. Így a tengelyen szabadonfutó fogaskerekek közül, az egyiket, vagy a másikat mechanikusan rögzíteni tudja a tengelyhez. A kapcsolóhüvely középállását egy rugóterhelésű rögzítő golyó biztosítja. A kapcsolókörmök fogazása általában nem egyenes, hanem evolvens fogazás, amely Maag vagy Fellow eljárással alakítható ki. A kapcsolókörmök

egymásba kapcsolódó végeit gyakran  $30^\circ$ -al lemunkálják, a kapcsolat megkönnyítése érdekében.



3. 25 ábra Tolóhüvelyes körmös kapcsoló

A tolóhüvelynek, a fogaskerekek agyán levő körmökkel kapcsolódó részén a fogazás  $3\div 5^\circ$ -kal alá van munkálva, csakúgy, mint a kerékagyon levő körmök. Ez megakadályozza a terhelés alatti szétkapcsolódást. A tolóhüvelyes körmös kapcsolók kapcsolókörmeinek kialakítása a 3. 26 ábrán láthatók.



3, 26 ábra Tolóhüvelyes körmös kapcsolók kapcsoló köröm profil kialakítása

### 3.6.1.3. Vonóékes sebességváltómű

A 3. 27 ábrán egy vonóékes sebességváltó elvi elrendezési vázlatja látható. Az indirekt váltómű csőtengelyében levő tolórúd egy vonóéket mozgat. A csőtengelyen, helyezkednek el, sorban, egymás után, a csőtengelyen, szabadon elforduló



A furatokban levő golyókat a tolórúd nagyobb átmérőjű része nyomja ki sugárirányban annyira, hogy azok az éppen fölötte levő fogaskerék hornyába illeszkedve, a fogaskereket mechanikusan rögzíti a tengelyen.

A vonóékes sebességváltómű előnye, hogy igen rövid, kisméretű szerkezet, amit az egymás mellett elhelyezkedő fogaskerékpárok tesznek lehetővé. A kapcsolás gyors és egyszerű. A tolórúdat többségében elektromágnesek mozgatják. A sorban egymást követő fel- és visszakapcsolás lehetősége miatt szokták ezt a váltót szekvenciális váltónak is nevezni. Sport- és verseny gépkocsiknál, valamint versenymotoroknál, ahol a szerkezet könnyítése és a fokozatok számának növelése lényeges szempont, gyakran kerül alkalmazásra.

Hátránya a körmös kapcsolókhöz hasonlóan, hogy eltérő sebességgel forgó alkatrészeket nehezen tud kapcsolni, illetve a kapcsolás olyan nagy dinamikus igénybevételekkel járhat, hogy az a kapcsoló mechanikai sérülését okozhatja. Élettartama nagymértékben függ a jármű vezetőjének, gyakorlatától, képességeitől és figyelmétől.

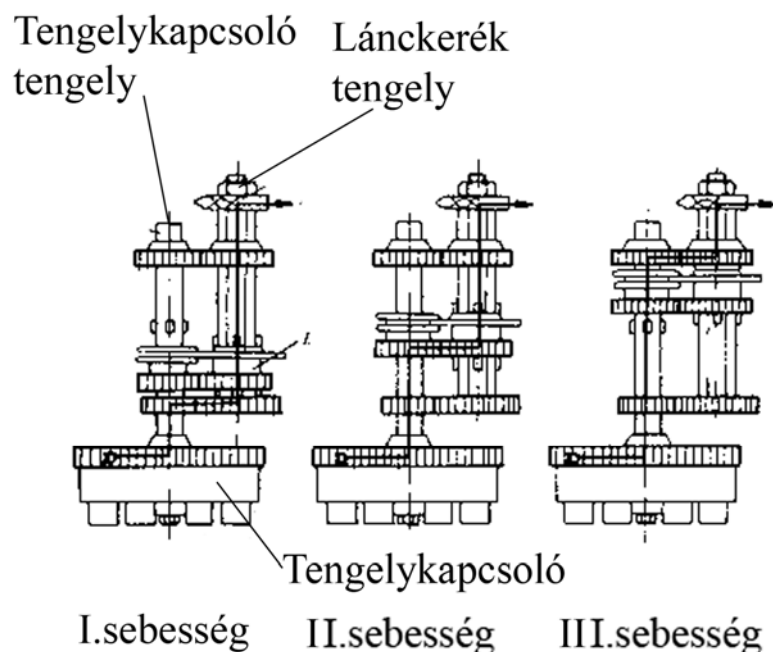
#### **3.6.1.4. Motorkerékpárok sebességváltóművei**

Motorkerékpároknál a sebességváltómű lánchajtással, vagy egy homlok-fogaskerékpárral van meghajtva. A lánchajtás, vagy a homlok-fogaskerékpárral történő hajtás állandó lassító módosításának szokásos értéke  $i_1=2\div 4$ . A sebességváltómű indirekt rendszerű, két tengelye van: Az egyik a tengelykapcsoló-tengely, a másik a lánckerék-tengely, melyre a hátsó kereket hajtó lánckereket rögzítik. A sebességváltómű és a hátsó kerék lánckerekei között is lassító módosítás van, melynek szokásos értéke  $i_2=2,5\div 4$ .

A váltómű kis és olcsó motoroknál általában háromfokozatú, nagyobb motoroknál négy-, sőt ötfokozatú. Hátramenetet csak igen ritkán, nagyobb, oldalkocsis motorkerékpároknál alkalmaznak.

A 3. 29 ábra egy kismotorkerékpár háromfokozatú sebességváltóművét mutatja. A sebességváltómű fogaskerekei állandó fogkapcsolatban vannak.

Az I. sebességfokozat bekapcsolásakor a tengelykapcsoló tengelyen levő legkisebb fogaskerék hajtja a lánckerék tengelyre elforoghatóan felszerelt, de ebben az esetben az I tolókerék körmei által rögzített legnagyobb kereket. Ekkor a legnagyobb a sebességváltómű belső módosítása, értéke  $i_{\text{sebvI}}=2\div 3$



3. 29 ábra Háromfokozatú motorkerékpár sebességváltómű

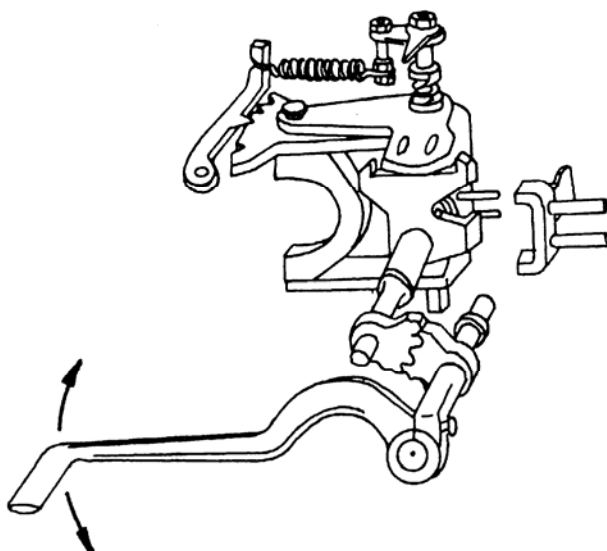
A bordázott lánckerék tengelyen jobbra csúsztatva a I tolokereket, ennek körmei kikapcsolódnak a nagy kerék hornyaiból; Ebben a helyzetben egyik kapcsolódó fogaskerékpár sem visz át nyomatékot, mert egy-egy tagja mindegyiknek szabadon foroghat. Ez az üresjárat helyzet.

Kissé tovább csúsztatva a tolokereket, az eddig szabadon forgó fogaskerék rácsúszik a tengelykapcsoló tengely körmeire, ezzel a fogaskerék rögzítve lesz a tengelyen. Ekkor be van kapcsolva a II. sebességfokozat.

Tovább csúsztatva a tolokerekeket, ennek körmei rögzítik a bordás tengely legkisebb fogaskerekét, és ezzel bekapcsolódik a III. sebesség, melynek módosítása gyakran 1-nél kisebb.

A teljes módosítás a hajtó motor és a hátsó kerék között azonban a harmadik sebességfokozatban is  $i_{\text{összes}}=4\div 9$  között van, a tengelykapcsoló hajtás és a lánc-hajtás módosítása miatt.

Motorkerékpároknál a vezetés biztonságának fokozása érdekében a lábkapcsolás terjedt el. A 3. 30 ábrán egy kilincsműves sorozatváltó automata látható, mellyel a sebességeket csak egymás után lehet váltani.



3. 30 ábra Kilincsműves sorozatváltó automata

Sport- és verseny-motorkerékpárok 5 és 6 fokozatú sebességváltói gyakran az előző fejezetben ismertetett vonóékes rendszerű kivitelben készülnek.

### 3.6.1.5. Szinkronizált sebességváltóművek

Korszerű gépjárműveknél a könnyű és zajtalan sebességváltást szinkronizáló berendezések alkalmazásával oldották meg. A szinkronizáló berendezés egy kis-teljesítményű súrlódó tengelykapcsolóval kiegészített körmös kapcsoló. A körmös kapcsoló bekapcsolása előtt ez a súrlódó tengelykapcsoló zár, és ezzel a két összekapcsolandó alkatrészt kerületi sebesség különbségét, még a merev kapcsolat létesítése előtt, kiegyenlíti. A kerületi sebesség különbségek megszüntetése következtében a kapcsolókörmök dinamikus ütések nélkül összekapcsolhatóak. A hajtónyomatékot a körmös kapcsoló viszi át, a szinkronizáló berendezés súrlódó kapcsolóját csak a forgó alkatrészek, a nyelestengely és az előtéttengely és a kapcsolni kívánt fogaskerekek tehetetlenségéből származó nyomatékok terhelik a szinkronizálás ideje alatt.

#### 3.6.1.5.1. A szinkronizáló berendezéssel szemben támasztott műszaki követelmények

A sebességváltóművek szinkronizáló berendezéseinek a következő követelményeket kell kielégíteni:

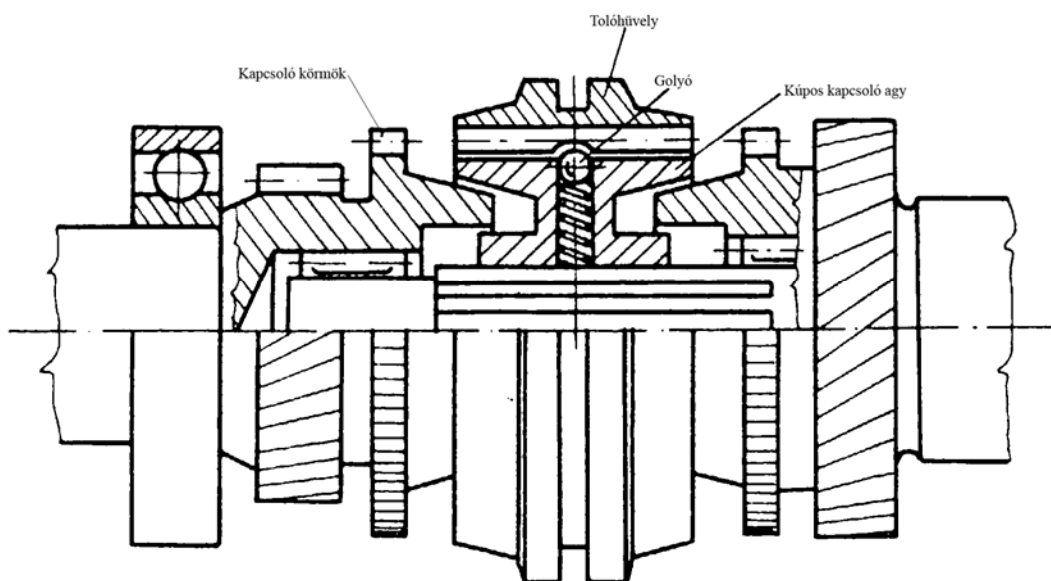
- Minimális legyen a tengelyirányú helyigénye, mert az indokolatlanul széles szinkronszerkezet növelt a sebességváltómű bordás tengelyének csapágyazások közötti hosszát, és ezzel a váltó méretét is.
- A szinkronizálás hatékonyságának növelése érdekében, a szinkronkúpok átmérőjét lehetőség szerint nagyra kell választani. A szinkronizálás haté-

konysága alatt lehető legrövidebb szinkronizálási időt értjük, vagyis adott szinkronizálási nyomatékhoz minél rövidebb szinkronizáló idő tartozzon.

- A szinkronizáló berendezésnek hideg és üzem-meleg állapotban egyaránt biztosítani kell a fokozatok kapcsolását aránylag kis kézi erővel, és gyors kapcsolás esetén is recsegés, és a kapcsoló elemek túlzott igénybevétele, esetleg sérülése nélkül.
- A szinkronizáló gyűrűk a kopások csökkentése végett lehetőleg önbeállók legyenek.
- A szinkronizáló berendezés alkatrészeinek élettartama nagy legyen.
- Kevés alkatrészből épüljön fel, amelyek mindegyike lehetőleg sorozatgyártásra alkalmas technológiával, legyen gyártható.
- Kis karbantartási igény, javítása legyen egyszerű, lehetőség szerint ne igényeljen speciális célszerszámokat.

### 3.6.1.5.2. Egyszerű szinkronizáló berendezések

A sebességváltóművek fejlesztése során számos szinkronizáló berendezést fejlesztettek ki. A legjobban a súrlódó kúpos szinkronizáló berendezések terjedtek el, mivel ezeknél kis tengely irányú, axiális erővel nagy forgatónyomatékot vihetők át, ami jelentősen lerövidítheti a szinkronizálás idejét. A legegyszerűbb megoldású belső kúpos szinkronizáló berendezés a 3.31 ábrán látható.

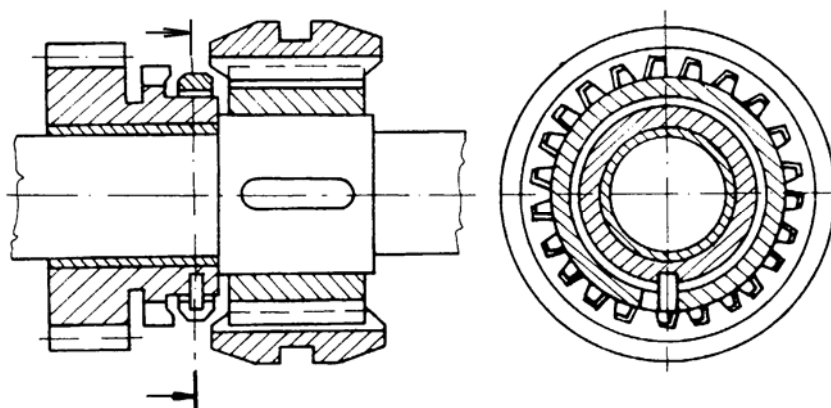


3. 31 ábra Belső kúpos szinkronizáló berendezés.

A sebességváltó bordástengelyéhez, tengely irányban, axiálisan elcsúsztathatóan csatlakozik a kapcsolóagy, melynek külső bordás része a tolóhüvely belső bordás agyához kapcsolódik. A kapcsolóagyat tengelyirányban rugóterhelésű golyó kapcsolja össze a tolóhüvellyel, tehát a kapcsolás kezdetén a kapcsolóagy és a tolóhüvely a szinkronizáló kúpok érintkezéséig tengely irányban, axiálisan együtt mozog. A szinkronizáló kúpoknál fellépő súrlódás következtében a kapcsolni kívánt két tengely szögsebessége kiegyenlítődik. A szinkronizáláshoz szükséges axiális erőt a rögzítő golyó rugóterhelése és kúpos súrlódó felületek ferdesége szabja meg. A szinkronizálás megtörténte után, mikor a két tengely szögsebessége már kiegyenlítődött, a továbbmozgatott tolóhüvely benyomja a fészkébe a rugóerő ellenében a golyót. A kapcsolóvillával mozgatott tolóhüvely addig mozdul tovább, míg belső bordái és a fogaskerekek kapcsoló körmei mechanikusan össze nem kapcsolódnak. Ezáltal szilárd, mechanikus kapcsolat alakul ki a bordástengely és a hozzá kapcsolt fogaskerék között.

A kapcsolni kívánt részek szögsebességének kiegyenlítődési ideje, azaz a szinkronizálás sebessége, attól függ, hogy mennyi ideig és mekkora erővel szorítjuk össze a kúpos felületeket. Ha túl nagy erővel nyomjuk a tolóhüvelyt, akkor túl hamar old a rögzítő golyó, és a külső tolóhüvely, elhagyva a belső kapcsolóagyat a szinkronizálás befejezése előtt továbbcsúszik, és a kapcsolókörmeők összekoccannak. Ennek a szinkronkapcsolónak tehát az a hibája, hogy a kapcsolást lassan, érzéssel kell elvégezni, ellenkező esetben nem lesz idő az eltérő sebességgel forgó alkatrészek szinkronizálására, azaz a szinkronizáló berendezés nem tudja ellátni a feladatát.

Valamivel rövidebb szinkronizálási idő, vagyis nagyobb szinkronizálási sebesség érhető el a 3.32 ábrán látható megoldású gyűrűs szinkronizáló berendezéssel.



3. 32 ábra Gyűrűs szinkronizáló berendezés

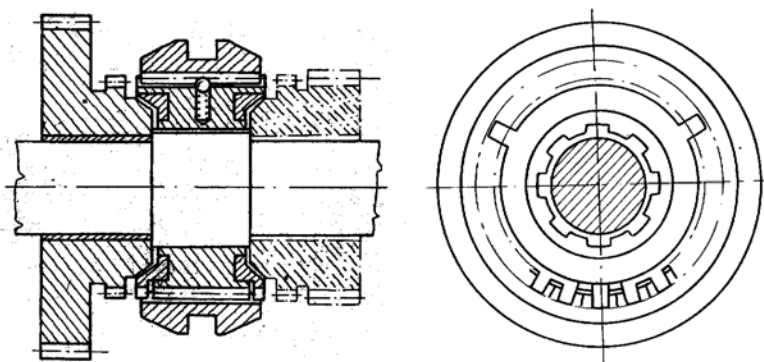
Ennél a súrlódó kapcsoló szerepét egy vékony, kétoldalt kúposan lemunkált gyűrű veszi át. A gyűrűt, elfordulás ellen egy, az alkotó irányú felhasításban el-



helyezett csap rögzíti elfordulás ellen a fogaskerékhez. A tolóhüvely tengelyirányú elmozdításakor először ezzel a gyűrűvel érintkezik. A tolóhüvelyre erőt kell kifejteni, hogy ezt a rugalmas gyűrűt kisebb átmérőjűre nyomhassa össze, mert csak így lehet, a gyűrű felett eltolva, a bordázott részeket egymásba tolni. A gyűrű összenyomásakor természetesen nagy súrlódó erő lép fel, ha a tengely és a fogaskerék fordulatszámja különböző. A súrló erő nyomatéka a fordulatszám különbséget kiegyenlíti, feltéve, hogy elegendő idő áll a rendelkezésre. A tolóhüvely, tehát itt sem tolható be tetszés szerinti sebességgel, bár ennél valamivel gyorsabb a szinkronizálás, mint az előző típusnál.

### 3.6.1.5.3. Reteszelt szinkronizáló berendezések

Napjainkban leggyakrabban alkalmazott sebességváltóműveket reteszelt szinkronizáló berendezésekkel látják el, amelyeknél a kapcsolókörmök nem tolhatók össze a szinkronizálás befejezése előtt. A 3. 33 ábrán reteszelt szinkronizáló berendezés egyik típusának felépítése látható.

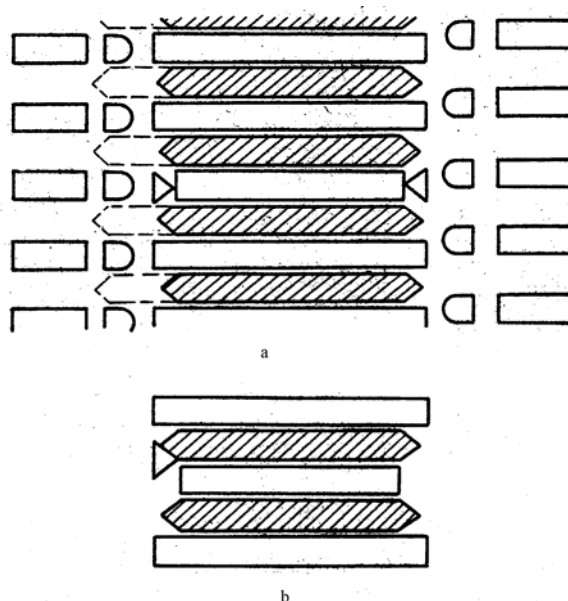


3. 33 ábra Reteszelt szinkronizáló berendezés

A kapcsolóagyhoz tartozó kúpfelületeket közel háromszög keresztmetszetű közgyűrűk, az úgynevezett reteszelő gyűrűk alkotják. A reteszelő gyűrűk kerületén három borda áll ki,  $120^{\circ}$ -os osztásban, sugár irányban. A kapcsolóagyban, amely a szinkronizáló berendezés belső hüvelyét képezi, ennek a két reteszelő gyűrűnek a helye is ki van munkálva,  $120^{\circ}$ -os osztásban, ott ahol a gyűrűkből bordák állnak ki, a kapcsolóagyban kimarás van. A kimarások szélessége nagyobb, mint a reteszelő gyűrűk bordáinak a szélessége, ezért a reteszelő gyűrűk a kapcsolóagyhoz viszonyítva kismértékig elforoghatnak, azaz kotyoghatnak. A kapcsolóagy kimarása úgy helyezkedik el, hogy éppen egy-egy bordát rövidít meg

A 3. 34 ábrán a bordák osztóköre mentén készített metszet látható síkba terítve. A lapos végű hosszú bordák a kapcsolóagyban, azaz a belső hüvelyen helyezkednek el. A leélezett végű vonalkázással jelölt bordák pedig a külső tolóhüvely belső felületén. A 3. 34 ábrán az egyik lapos végű borda azért rövidebb a többi-

nél, mert itt nyúlik fel a reteszelő gyűrűből kiálló háromszög-keresztmetszetű köröm.



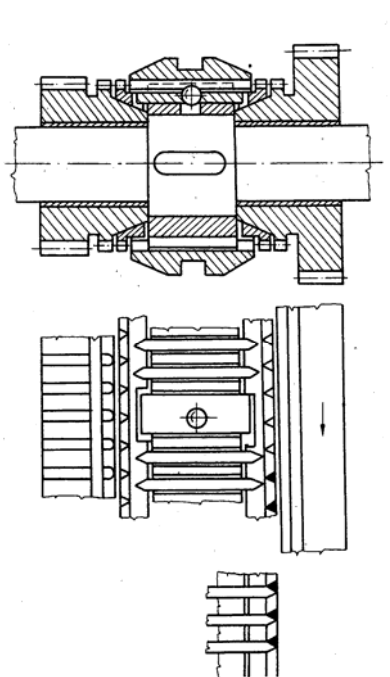
3. 34 ábra Kapcsoló bordák osztókörük mentén síkba terítve.

A bordáktól jobbra, illetve balra vannak a rögzíteni kívánt fogaskerekek legömbölyített végű körmei. A fogaskerekeknek a bordás tengelyhez való kapcsolásához, a külső tolóhüvely hegyes bordáinak be kell csúszni a kapcsolni kívánt fogaskerék kapcsolókörmei közé. A 3. 34 ábrán szaggatott vonallal jelölt helyzetben látható a bordák helyzete a baloldali kerék rögzítése esetén.

A hegyes bordákat azonban csak akkor lehet akadálytalanul kitolni az alaphelyzetből, ha nincs fordulatszám különbség a tengely és a fogaskerék között. Fordulatszám különbség esetén a fogaskerék és a kúpos felületű reteszelő gyűrű között fellépő súrlódó erő megszünteti a gyűrű kotyogását, és a reteszelő gyűrűt valamelyik oldalra elforgatja. Ekkor a reteszelő gyűrű háromszög keresztmetszetű körme félig a hegyes borda elé áll, ahogy az a 3. 36/b ábrán látható, és megakadályozza a leélezett, sraffozással jelölt borda, és ezzel a kapcsoló hüvely továbbcsúszását. A szinkronizálás befejeződését követően, megszűnik a súrlódásból származó nyomaték, a háromszög alakú borda könnyen félretolható.

A 3. 35 ábrán, hasonló elven működő szinkronizáló berendezés látható. A különbség csak annyi, hogy a kúpos gyűrűknek a kapcsoló aggyal némi játékot megengedő kapcsolatát, nem sugárirányú bordák, hanem külön alkatrészek, az úgynevezett papucskok biztosítják. A sebességváltó bordás tengelyén elcsúsztathatóan rögzített kapcsolóagy három bevágásában három papucsk van elhelyezve. A papucskok furatában elhelyezett golyókat a kapcsolóagy furatába helyezett rugók a tolóhüvely bemélyedéseibe szorítják. Így a tolóhüvely kezdeti eltolásánál,

a kapcsolat kezdetén, a kapcsoló agy a papucsokkal és a tolóhüvellyel együtt mozog.

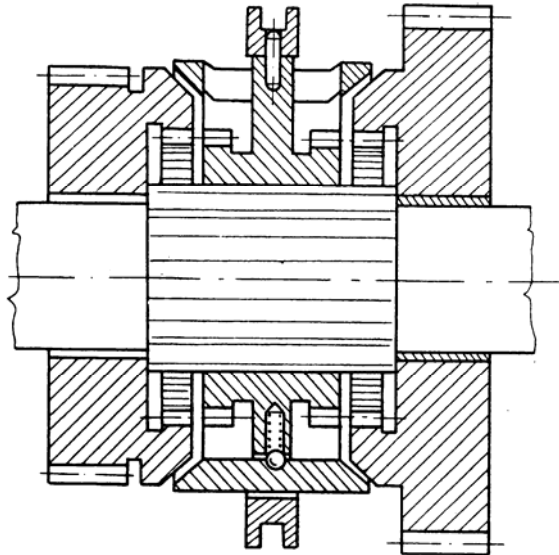


3. 35 ábra Reteszelt, papucsos szinkronizáló berendezés

A papucsok érintkezésbe kerülnek a reteszelő gyűrűvel, amelynek három radiális kivágása egy-egy fél kapcsolókörm-vastagsággal szélesebb, mint a kivágásba benyúló papucsé. A reteszelő gyűrű és a kapcsolandó kerék kúpos része közötti súrlódás a papucsot a reteszelő gyűrű egyik oldalához szorítja. Ekkor a tolóhüvely fogai nem tudnak a reteszelő gyűrű fogjaival kapcsolódni, Csak a kihégyezett fogak ferde oldalai támaszkodnak. A kapcsolandó elemek szögsebességének kiegyenlítődésekor a rögzítő golyók lenyomódnak és a kapcsolóhüvely belső fogazása a megfelelő fogaskerék külső fogazásával kapcsolódik.

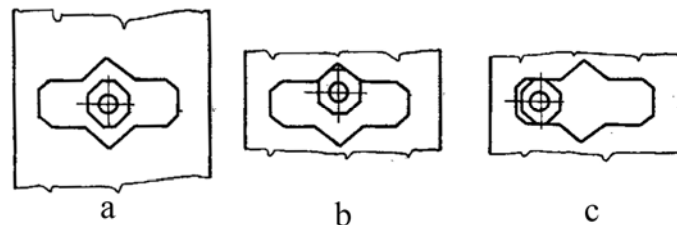
A 3.36 ábrán egy külső kúpos szinkronizáló berendezés látható. Ennél a szinkronizáló berendezésnél a belső, a bordástengelyen eltolható tolóhüvely a körmös kapcsoló, a súrlódó kapcsoló pedig a külső hüvelyen helyezkedik el. Ez a megoldás a szinkronizálás hatékonysága szempontjából kedvezőbb, mert ugyanakkora súrlódó erő a nagyobb átmérőn nagyobb nyomatékot fejt ki.

A tolóhüvelyhez három darab  $120^\circ$  alatt elhelyezett rugóterhelésű golyós rögzítővel kapcsolódik a szinkronizáló külső kúpok tolóhüvelyé mely a 3. 36 ábra alsó részén látható. A külső kúpos szinkronizáló gyűrűk hengeres felületén kivágott ablakokon keresztül nyúlik a belső tolóhüvely három darab speciális keresztmetszetű, egymással  $120$  fokos szöget bezáró küllője. Ezekhez, a küllőkhöz csapok rögzítik a kapcsolóvilla hornyos gyűrűjét, ahogy ez a 3. 36 ábra felső részén látható.



3. 36 ábra Külső kúpos szinkronizáló berendezés

Kapcsoláskor a kapcsolóvilla és a hornyos gyűrű segítségével a tolóhüvelyt tengely irányban, axiálisan eltoljuk a tengely bordázott részén. A golyós rögzítő biztosítja, hogy a belső tolóhüvellyel együtt mozogjon a külső szinkronizáló kúppokkal ellátott hüvely is. Először ez a külső hüvely érintkezik a fogaskerék kúpos részével. A keletkező súrlódás miatt a külső hüvely együtt akar forogni a fogaskerékkel, de a hüvely ablakain átmenő küllők ezt megakadályozzák, miközben a külső hüvely nekifeszül a küllőknek, ahogy ez a 3. 37 ábrán látható.



3. 37 ábra A külső kúpos szinkronizáló berendezés reteszelése.  
a. alaphelyzet, b. szinkronizálás, c. kapcsolási helyzet

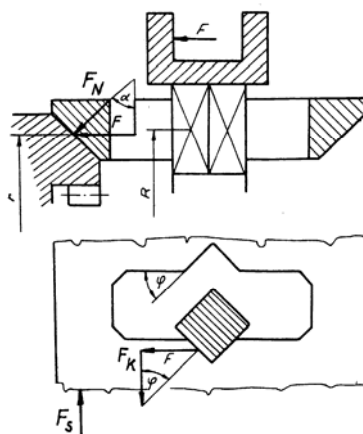
A küllők alaphelyzetben, a kapcsolat megkezdése előtt, az ablakkivágások közepén helyezkednek el, ahogy ez a 3. 37/a. ábrán látható. A 3. 37/b. ábrán az a helyzet látható, amikor a súrlódás már hozzászorította a külső hüvelyt a küllőkhöz. Ekkor kezdődik meg a külső és a belső tolóhüvely és a fogaskerék összehangolása.

Ha a külső és a belső tolóhüvelyt nagy erővel továbbtoljuk a hornyos gyűrűn keresztül, akkor elvileg a golyós rögzítő nem gátolja meg a körmök összekapcsolását a szinkronizálás befejeződése előtt. Az összekapcsoláshoz azonban az is

szükséges, hogy a küllő kiemelkedjen az ablakkivágás oldalbeszögelléséből, mert csak így tolható tovább az ablakkivágás hosszában, ahogy ez a 3. 37/c. ábrán látható. A küllőt eredetileg a súrlódó erő nyomatéka szorította az ablak kivágás speciális kialakítású oldal hornyába, a 3. 37 ábra „a” helyzetéből a „b” helyzetébe. A „b” helyzetben azonban a küllőről már nemcsak a golyós rögzítőn keresztül mehet nyomaték a külső szinkronizáló kúppal ellátott hüvelyre, hanem a kivágott ablak speciális hornyán keresztül, közvetlen érintkezéssel is. Mivel ez az érintkezési felület  $\varphi$  hajlásszöggel rendelkezik, a küllőre kifejtett  $F$  tengelyirányú, axiális erő nemcsak tengely irányban igyekszik eltolni a külső hüvelyt, hanem arra merőlegesen is.

Ennek a merőleges, tangenciális  $F_K$  erőnek a feladata, hogy az ablakkivágás beszögelléséből kihozza a küllőt, vagy helyesebben, hogy oldalra elnyomja a külső hüvelyt a küllő tengelyirányú, axiális útjából. Az  $F_K$  tangenciális erő nagysága a beszögellés  $\varphi$  hajlásszögétől függ.

Az erőviszonyok jól láthatók a 3. 38 ábrán.



3. 38 ábra A külső kúpos szinkronizáló berendezés reteszelésénél fellépő erők

Az  $F$  tengelyirányú tolóerő hatására az  $\alpha$  félkúpszögű szinkronizáló kúpfelületre

letre  $F_N = \frac{F}{\sin \alpha}$  normál erő hat. A normál erő hatására ébredő súrlódó erő

nagysága  $F_S = F_N \cdot \mu = \frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu$

Felírva a nyomatéki egyensúlyi egyenletet  $\frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot r = F_K \cdot R$

Ebből  $F_K = \frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot \frac{r}{R}$

A külső kúpos reteszelt szinkronizáló berendezés reteszelése egészen addig megakadályozza a fogaskerék és a bordás tengely mechanikus összekapcsolását,

$$\text{míg } F_k < \frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot \frac{r}{R}$$

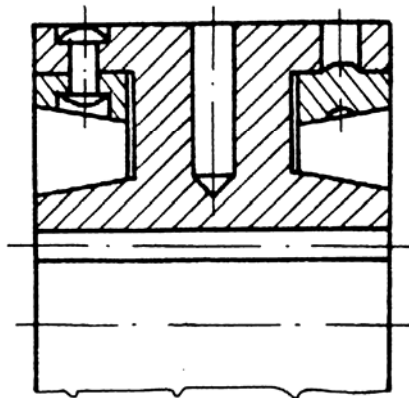
Ugyanakkor a 3. 38-as ábra vektor háromszöge alapján  $F_k = \frac{F}{\operatorname{tg} \varphi}$

$$\text{Vagyis behelyettesítve } \frac{F}{\operatorname{tg} \varphi} < \frac{F}{\sin \alpha} \cdot \mu \cdot \frac{r}{R}$$

Rendezve az összefüggést, a külső kúpos reteszelt szinkronizáló berendezés reteszel ha  $\operatorname{tg} \varphi > \frac{R}{r} \cdot \frac{\sin \alpha}{\mu}$ . Ennek az egyenlőtlenségnek a fennállása a helyes működés előfeltétele.

Ha ez az egyenlőtlenség nem áll fenn, akkor a küllők tengelyirányú mozgását nem akadályozza meg az ablakkivágás oldal irányú hornya, és a kapcsolókörmök összeérhetnek a szinkronizálás befejezése előtt. Ha a fenti egyenlőtlenség érvényes, akkor a küllők nem tudnak továbbhaladni mindaddig, míg az  $F_s$  súrlódó erő hat. A szinkronizálás befejezése után, mikor az összes kapcsolandó rész együtt forog, akkor a szinkronizáló kúp felületén is megszűnik a csuszás, és vele együtt a súrlódó erő. Ekkor a kapcsolókörmök akadálytalanul összetolhatók.

A szinkronizáló berendezések fogaskerekein levő kúpfelületeket általában a fogaskerék anyagából képezik ki, betétedzésű köszörült felülettel. A szinkronizáló berendezések súrlódó kúpjainak betétgyűrűi pedig szívós, kopásálló ugyanakkor jó siklási tulajdonságokkal rendelkező ólombronzból készülnek. A betétgyűrűket szegeccseléssel erősítik a kapcsolóagyhoz, vagy a gyűrűket a kapcsoló agy furataiba sajtolják, ahogy ezt a 3. 39 ábra mutatja.



3. 39 ábra Szinkrongyűrű rögzítése

A súrlódó kúpfelületek kenését az élettartam növelése érdekében különös gondot biztosítják. Az ólombronzból készített betétgyűrűk csúszófelületét, a jobb kapcsolási és kenési viszonyok biztosítása céljából bordázattal, vagy lemunkált élű finommenetekkel látják el a 3. 40 ábra szerinti módon.

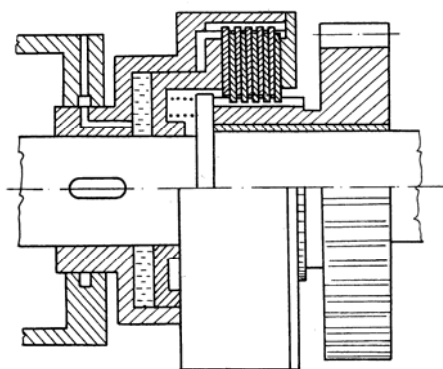


3. 40 ábra Szinkrongyűrűk kúpfelületeinek konstrukciós változatai  
a) bordás, b) recézett

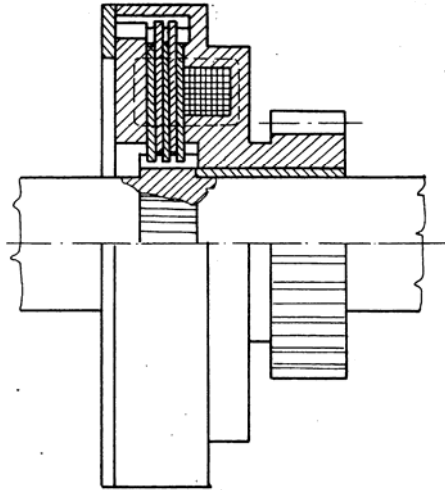
#### 3.6.1.5.4. Többlemezes, lamellás kapcsolók

A többlemezes, lamellás kapcsolók teljesen zajtalan és könnyű kapcsolást tesznek lehetővé. A fogaskerekek rögzítése többlemezes tengelykapcsolóval történik. Ebben az esetben nem jelent külön problémát a szinkronizálás, mert a többlemezes kapcsoló olyan nagy nyomaték átvitelét teszi lehetővé, hogy a súrlódásos kapcsolat mellett nincs szükség más kényszerkapcsolatra, például kapcsolókörmőkre.

A többlemezes kapcsolóknál a kapcsolás megoldása nehezebb, mint a körmös kapcsolóknál, mivel itt nemcsak a bekapcsolás ideje alatt, hanem állandóan szükséges az összeszorító erő, a kapcsolt helyzet fenntartásához. Az erőszükséglet is lényegesen nagyobb, ezért mechanikus erő kifejtést napjainkban gyakorlatilag nem alkalmaznak. A 3. 41 ábrán hidraulikus működtetésű, a 3. 42 ábrán pedig elektromágneses működtetésű többlemezes kapcsoló látható.



3. 41 ábra Hidraulikus működtetésű, többlemezes kapcsoló

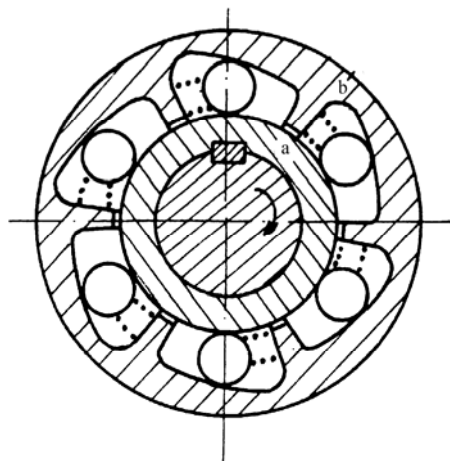


3. 42 ábra Elektromágnes működtetésű, többlemezes kapcsoló

### 3.6.2. Szabadon futó szerkezetek

A szabadon futó szerkezet gyakorlatilag egy önműködő tengelykapcsoló, amely az egyik forgás irányban átviszi a forgató nyomatékot, a másik irányban azonban nem. Amikor a motor hajtja a gépkocsit, a szabadonfutó szerkezet átviszi a motor forgató nyomatékát. Gáz elvételnél, vagy, ha a gépkocsi lejtőn halad lefelé, a szabadonfutó szerkezet old, és a gépkocsi gyorsabban haladhat, mint ahogy azt a motor fordulatszáma megengedné, mert nem érvényesül a motorfék. A szabadonfutót zárhatóvá kell tenni; hátramenetnél, vagy, ha hosszú lejtőn lefelé haladva, a fékek kímélése céljából, motorféket akarunk alkalmazni. A szabadonfutó szerkezeteket rendszerint a sebességváltó után szerelik, újabban egybeépítik a sebességváltó-művel.

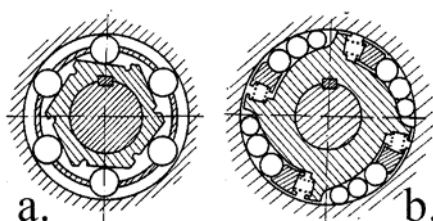
Egy szabadonfutó szerkezet vázlatát mutatja a 3. 43 ábra. Itt két gyűrűt láthatunk. A szabadonfutó „a” jelű belső gyűrű a sebességváltómű tengelyéhez, a szabadonfutó „b” jelű külső gyűrű a kardántengelyhez csatlakozik.



3. 43 ábra Szabadonfutó szerkezet



A két gyűrű között görgők vannak. A belső gyűrű sima henger, a külsőnek a görgőkkel érintkező felületén lejtős bemélyedések vannak. A mélyedések egyik végén a görgők lazán illeszkednek, a másik végén beékelődnek. Ha a belső gyűrű forog gyorsabban, a motor hajt, az ékelődő görgők magukkal viszik a külső gyűrűt. Ha a belső gyűrű forog gyorsabban, a gépkocsi lendülete hajtáná a motort, a görgők meglazulnak, és nem hajtják a belső agyat. A görgőket a gördülő csapágyak görgőivel azonos anyagból és technológiával készítik. A szabadonfutó gyűrűk futófelülete betétedzésű acélból készül. A szabadonfutó nagy nyomatékok átvitelére nem alkalmas. Általában kisebb, kétütemű Otto motorokkal szerelt gépkocsiknál alkalmazzák. Ezeknél motorfék üzemben, mikor a porlasztó fojtószelepe zárva van, és a kocsi lendülete által hajtott motor fordulatszáma igen nagy, a keverékolajozás miatt elégtelen a motor kenése. A szabadonfutóval könnyebb a sebességváltás, továbbá a kétütemű benzinmotorok kímélése mellett jelentős üzemanyag megtakarítás is elérhető. A szabadonfutók szerkezeti konstrukciós változatait láthatjuk a 3. 44 ábrán. Az „a” kivitelnél kevés görgő helyezkedik el a kerületen, ezért kisebb az átvihető nyomaték, mint a „b” kivitelnél, látható megoldásnál.



3. 44 ábra Szabadonfutó szerkezetek

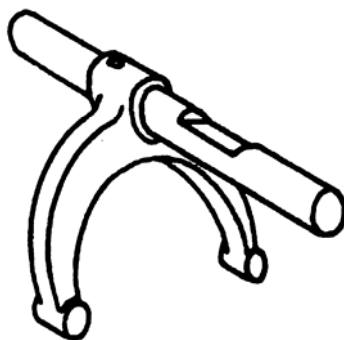
Szabadonfutókat alkalmaznak még a hidraulikus nyomatékváltókban a vezető kerék rögzítésére, valamint egyes önindító motorok tengelyénél biztonsági célokból.

### 3.6.3. Mechanikus sebességváltóművek kapcsoló szerkezetei

A mechanikus sebességváltóművek kapcsolószerkezete a következő feladatokat látja el:

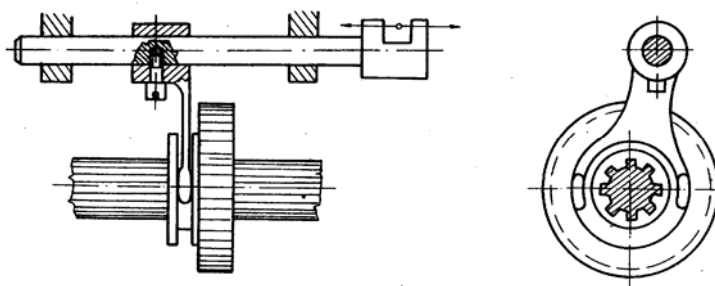
- megszünteti az előző fokozat kapcsolását
- bekapcsolja a kiválasztott fokozat fogaskerekét
- rögzíti a bekapcsolt helyzetet
- retesz, azaz nem enged újabb fokozatot bekapcsolni mindaddig, amíg az előző fokozat kapcsolását meg nem szüntette.

A kapcsolás a tolórúdra erősített kapcsolóvilla segítségével történik. A 3. 45 ábrán egy tolórúdra erősített kapcsolóvilla konstrukció látható.



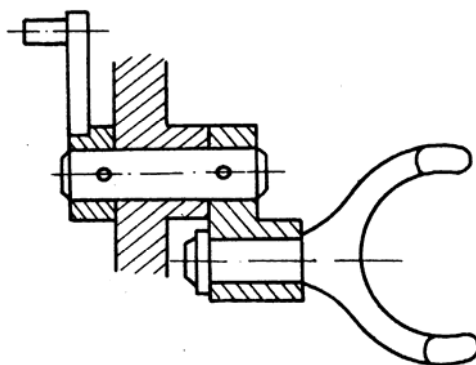
3. 45 ábra Tolórúdra erősített kapcsolóvilla konstrukció

A kapcsolóvillák végei a kapcsolni kívánt fogaskerekek, toló hüvelyek vagy a szinkronizáló berendezések gyűrű alakú hornyaiba nyúlnak. A kapcsolóvilla és vele a kapcsolandó alkatrész azonban nemcsak tengelyirányban mozdítható el egy tolórúd segítségével, mint az a 3. 46 ábrán látható,



3. 46 ábra Kapcsolóvilla működtetése tolórúddal.

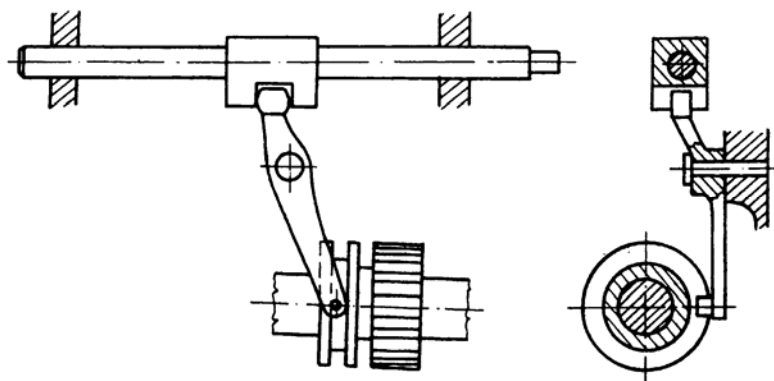
hanem a 3. 47 ábrán látható módon is, amikor a kapcsolóvilla közvetlenül egy emelőkarra van szerelve.



3. 47 ábra Kapcsolóvilla működtetése emelőkarral

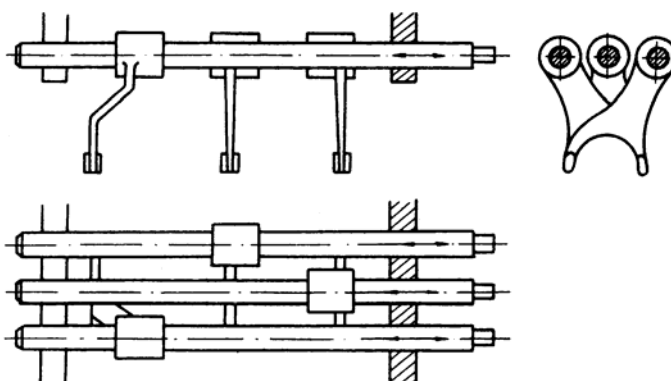
Ennél megoldásnál a villa vezetését is az emelőkar végzi. Természetesen a kapcsolóvilla itt nem egyenes vonalú mozgást végez, hanem körmozgást, amit a kapcsoló villa horonyba való illesztéskor figyelembe vesznek.

Tolórudas és az emelőkaros mozgás kombinációja látható a 3. 48 ábrán. Ezt a megoldást akkor használják, ha a fokozatok kapcsolása tolórudakkal történik, de a hátramenet fogaskereke távolabb van a többtől. Ilyenkor is egységesen tolórudat alkalmaznak, de a távolabbi fogaskerékhez kétkarú emelőt iktatnak közbe.



3. 48 ábra Tolórudas és az emelőkaros mozgás kombinációja

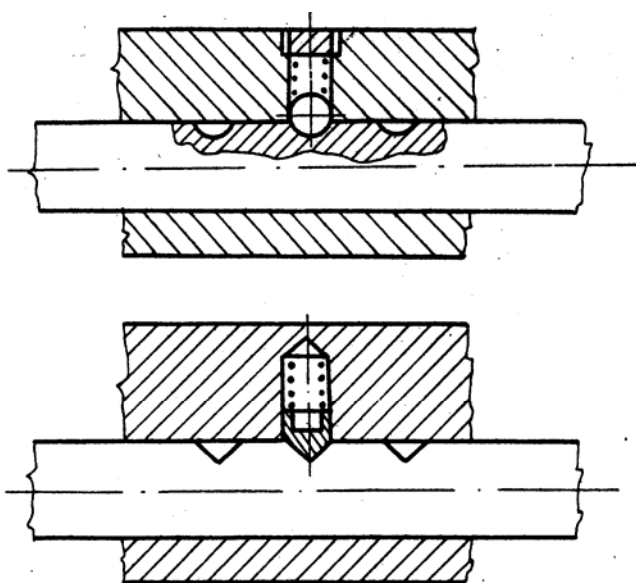
Az ábrán látható kivitelnél nem villa van az emelőkar végén, hanem csak egy egyszerű csap nyúlik be a hátrameneti fogaskerék kapcsolóhornyába. Mivel a sebességváltóműveknek 3÷6 sebességfokozata van, s egy tolórúddal amelyhez egy kapcsolóvilla tartozik, csak két fokozat kapcsolható, ezért legalább két vagy három tolórúdra van szükség. A tolórudakat a lehető legközelebbre kell helyezni egymáshoz, mivel a rájuk szerelt villáknak, a hátramenet kivételével, ugyanazon tengelyen levő kapcsolókhoz kell csatlakozniuk. A 3. 49 ábrán három tolórudas kapcsoló berendezés látható, mellyel 5+1 fokozat kapcsolható.



3. 49 ábra három tolórudas kapcsoló berendezés

### 3.6.3.1. A kapcsoló szerkezetek rögzítésének konstrukciós változatai

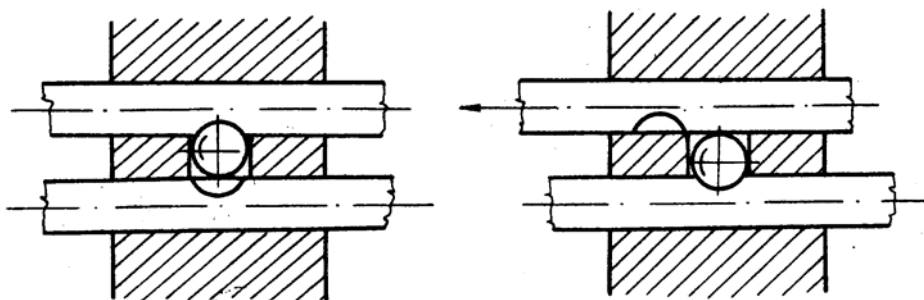
A kapcsoló berendezések rögzítése és reteszelése legegyszerűbben a tolórudaknál valósítható meg. A rögzítés feladata, hogy a kapcsoló berendezést semleges, középhelyzetében, valamint két szélső állásában rögzítse, és csak bizonyos erő hatására engedje az adott helyzetéből kimozdulni. Ezzel megakadályozza annak a lehetőségét, hogy a gépjármű rázkódásai miatt, vagy véletlenszerűen, nem kívánatos ki- és bekapcsolások történhessenek. Rögzítés céljából a tolórudakra a három kapcsolási helyzetnek megfelelő távolságra három golyófészket készítenek. A bekapcsolt helyzetnek megfelelő mélyedésbe rugóval terhelt acélgolyó szorul. Így a tolórudat csak a rugóerőt legyőzve lehet adott helyzetéből kimozdítani. A tolórudak rögzítésének konstrukciós változatai láthatók a 3. 50 ábrán.



3. 50 ábra Tolórudak rögzítésének konstrukciós változatai

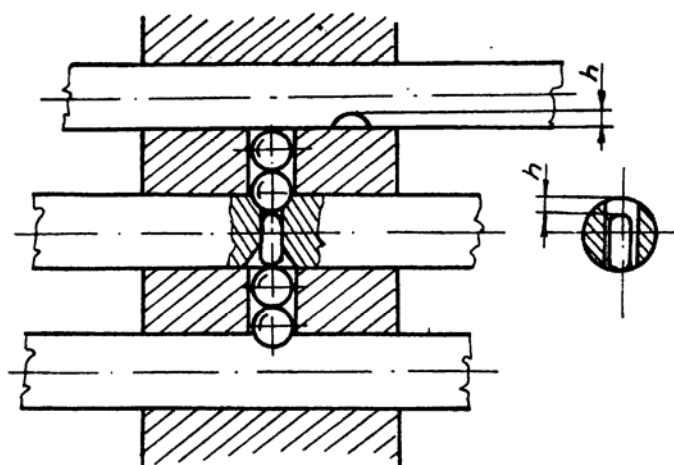
### 3.6.3.2. A kapcsoló szerkezetek reteszelésének konstrukciós változatai

A reteszelés feladata, hogy egyidejűleg csak egy fogaskerékpár kapcsolódjon, azaz csak egyetlen tolórudat lehessen középhelyzetéből kimozdítani, illetve csak egy tolórudat lehessen egyidejűleg a szélső helyzetében tartani. Tehát amíg a korábban elmozdított tolórúd nem kerül vissza eredeti helyzetébe, ne lehessen másik tolórudat elmozdítani. Két tolórúd esetén használatos reteszelő berendezésnél, a két tolórúdon egyenlő mélységű bemarás van. A tolórudak vezető furata közötti gátban kialakított összekötő furatban acélgolyó helyezkedik el, amelynek átmérője nagyobb, mint a két tolórúd közti távolság. Ha mindkét tolórúd középhelyzetben van, a golyó a furatban semleges helyzetet foglal el. Az egyik tolórúd elmozdításakor a golyó az álló tolórúd bemarásába nyomódik, és meggátolja annak elmozdulását, ahogy ez a 3. 51 ábrán látható.



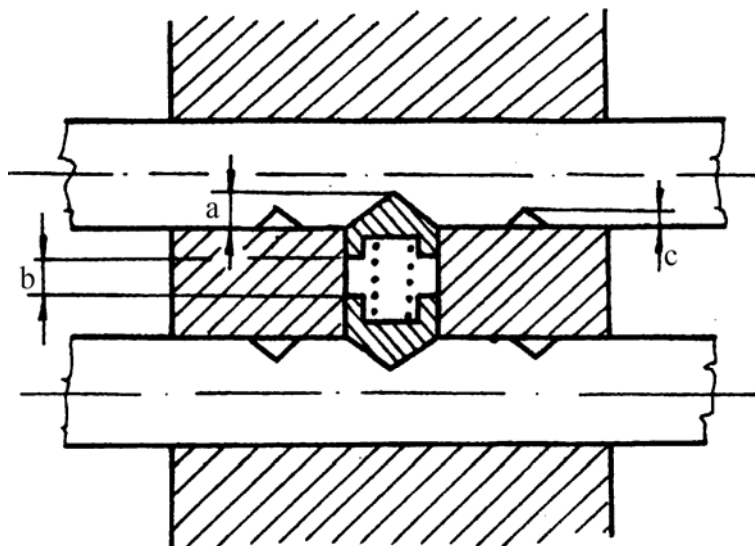
3. 51 ábra Tolórúdak reteszelése

Ha a két tolórúd egymástól való nagyobb távolsága miatt túl nagy golyóátmérő adódna, akkor két kisebb golyót, vagy egy, a két végén legömbölyített acélrudat helyeznek el a két tolórúd között. A golyók együttes átmérője, illetve a rúd hossza azonban ebben az esetben is egy bemarás mélységének megfelelő értékkel nagyobb, mint a tolórúdak egymásról mért távolsága. Három tolórúd esetén a középső tolórúd át van fúrva, és a furatban egy csúszó csap foglal helyet a 3. 52 ábrán látható módon. A csúszó csap egy bemarás mélységének megfelelő mérettel kisebb a tolórúd átmérőjénél, ezáltal a reteszelő szerkezet akkor is működik, ha valamelyik szélső tolórudat mozdítjuk el középső helyzetéből.



3. 52 ábra Reteszelés három tolórúd esetén

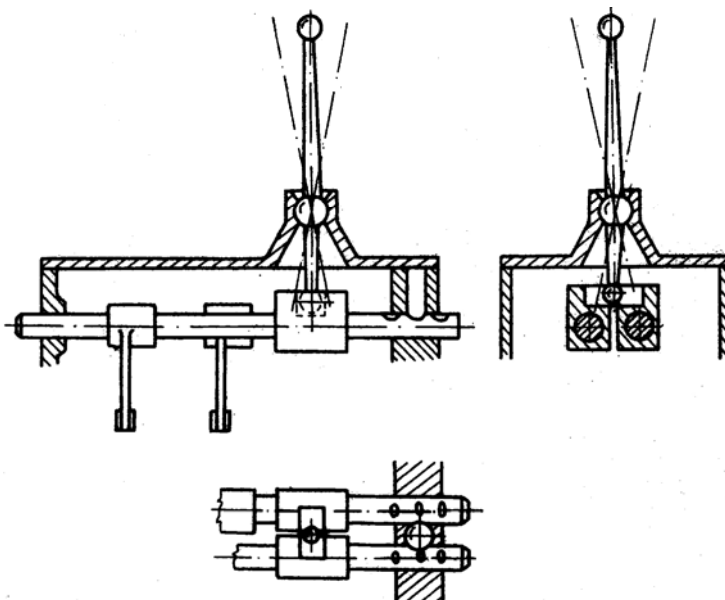
A 3. 53. ábrán látható megoldásnál egyetlen szerkezet biztosítja a tolórúdak rögzítését és reteszelését. A tolórúdon három-három bemélyedés van kialakítva. A két szélső kisebb, mint a középső, azaz  $c < a$ . A helyes működés feltétele még, hogy a két kúpos rögzítő ék közti  $b$  távolság egyenlő a középső bemélyedés mélységével, vagyis  $a = b$ , ahogy ez a 3. 53-as ábrán látható.



3.53 ábra Egyesített reteszelő és rögzítő szerkezet

### 3.6.3.3. A megfelelő sebességfokozat kiválasztása és kapcsolása

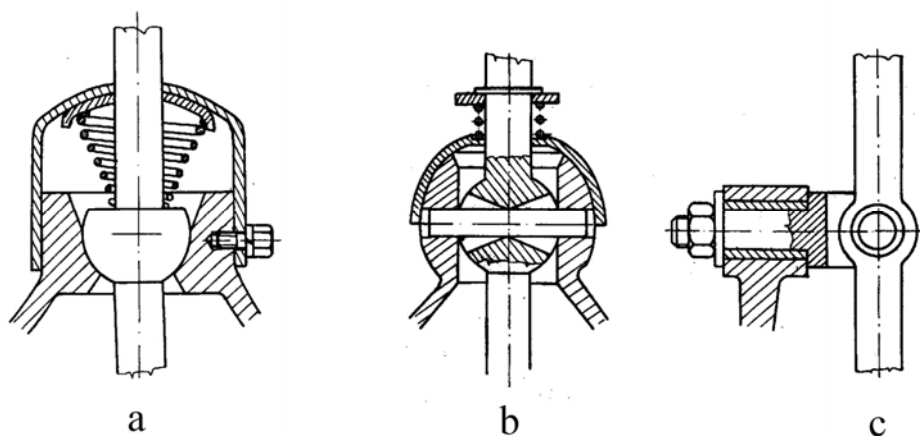
A sebességváltóművek túlnyomó többségénél a kapcsolni kívánt sebességfokozat kiválasztása, vagyis a megfelelő tolórúd kiválasztása és mozgatása, kézi sebességváltó-karral történik. Legegyszerűbb kivitelű kézi sebességváltókart, egy úgynevezett botváltót mutat a 3. 54. ábra.



3. 54. ábra Kézi sebességváltó kar, vagy botváltó

A kétkarú emelőként működő sebességváltókar gömbcsuklóval csatlakozik a sebességváltó ház fedeléhez. A gömbcsukló lehetővé teszi bármelyik tolórúd mozgatását, mert a sebességváltókar minden irányban mozogatható. A sebes-

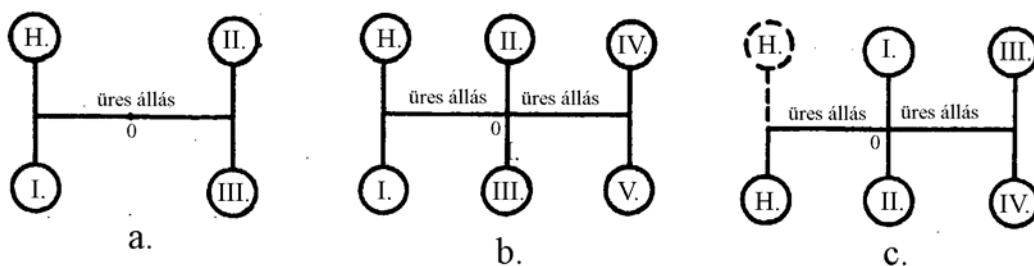
ségváltókar gömbcsuklós csapágyazásának néhány konstrukciós megoldása látható a 3. 55. ábrán.



3. 55. ábra A sebességváltókar gömbcsuklós csapágyazásának néhány konstrukciós megoldása

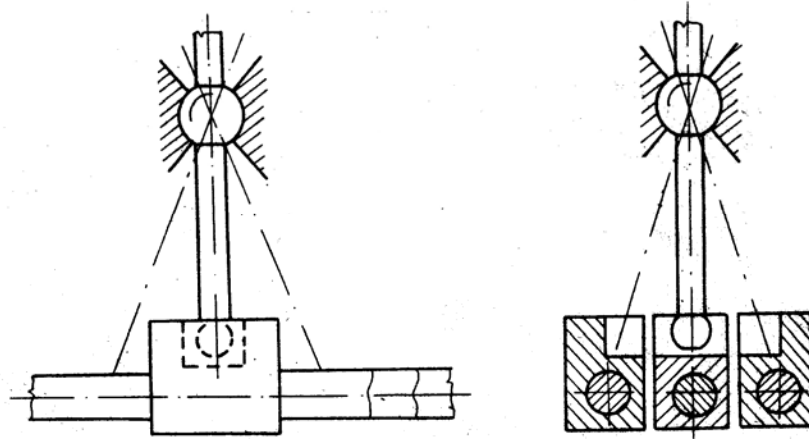
A kívánt sebességfokozat kiválasztása a sebességváltókar keresztirányú, jobbra, illetve balra mozgatásával történik. A gépkocsiveető oldalán elhelyezett sebességváltókar jobbra, vagy balra mozgatásakor a váltókar alsó vége az egyik vagy másik tolórúdra szerelt tuskón kialakított fészekbe tolódik át. A kapcsolókar előre vagy hátra mozgatása esetén a kiválasztott tolórúd is elmozdul, és a rászert kapcsolóvilla segítségével be-, vagy kikapcsolja a kívánt sebességi fokozatot.

A sebességváltókar helyzeteit különböző sebességi fokozatok kapcsolása esetén a 3. 56 ábra mutatja.



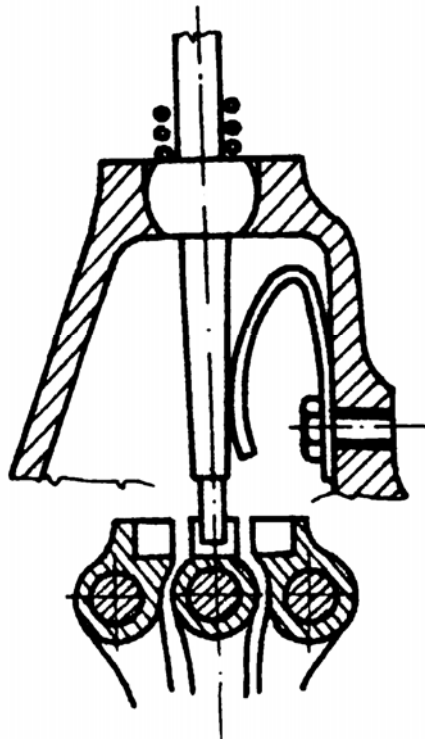
3. 56 ábra sebességváltókar helyzeteit különböző sebességi fokozatokban

A 3. 56. ábra **b.** és **c.** részletén látható kapcsolási elrendezés csak három tolórúddal oldható meg, mint az a 3. 57 ábrán látható.



3. 57 ábrán Kézi kapcsolókar, három tolórúddal

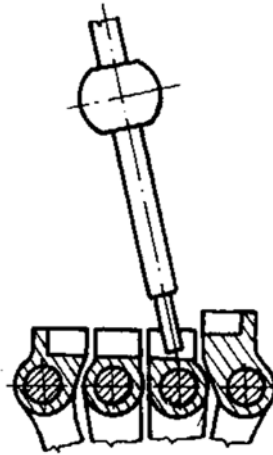
Ebben az esetben már bonyolultabb a kívánt fokozat kiválasztása, mint két tolórúd alkalmazása esetén, ahol egyszerűen, csak ütközésig kell tolni jobbra, vagy balra, kereszt irányban a sebességváltókart. A bizonytalanság különösen a hátrameneti fokozat véletlen bekapcsolása miatt veszélyes. Ezért biztosításra van szükség, hogy még véletlenül se kapcsolhasson a vezető előremenet helyett hátramenetet. Biztosítás céljából gyakran rugós ütközőt alkalmaznak. Egy ilyen megoldás látható a 3. 58 ábrán.



3. 58 ábra Hátramenet véletlen kapcsolásának biztosítása rugóval

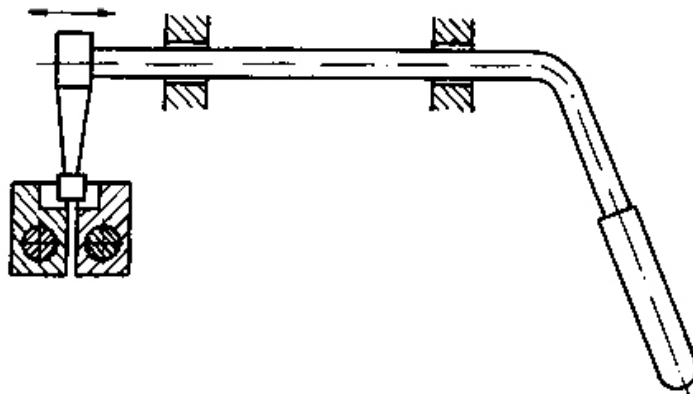


Ilyenkor a hátramenet kapcsolásához le kell győzni a rugóerőt. Más megoldásnál a hátramenet kapcsolásakor a sebességváltókart meg kell emelni, ahogy ez a 3. 59. ábrán látható, más megoldásoknál pedig le kell nyomni.



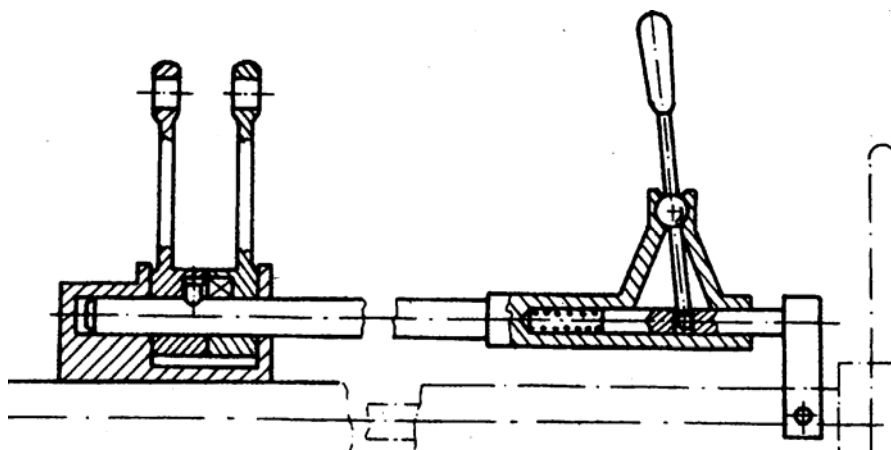
3. 59 ábra Hátramenet véletlen kapcsolásának biztosítása a kapcsolókar felemelésével

A kézi kapcsolókart a szerelvényfalon vagy a kormányrúdon is elhelyezhető. A szerelvényfalon elhelyezett sebességváltókar hosszirányú eltolásával a fokozat kiválasztása történik, majd a kapcsolás a fogantyú elfordításával hajtható végre a 3. 60. ábrán látható módon.



3. 60 ábra Műszerfalon elhelyezett sebességváltókar

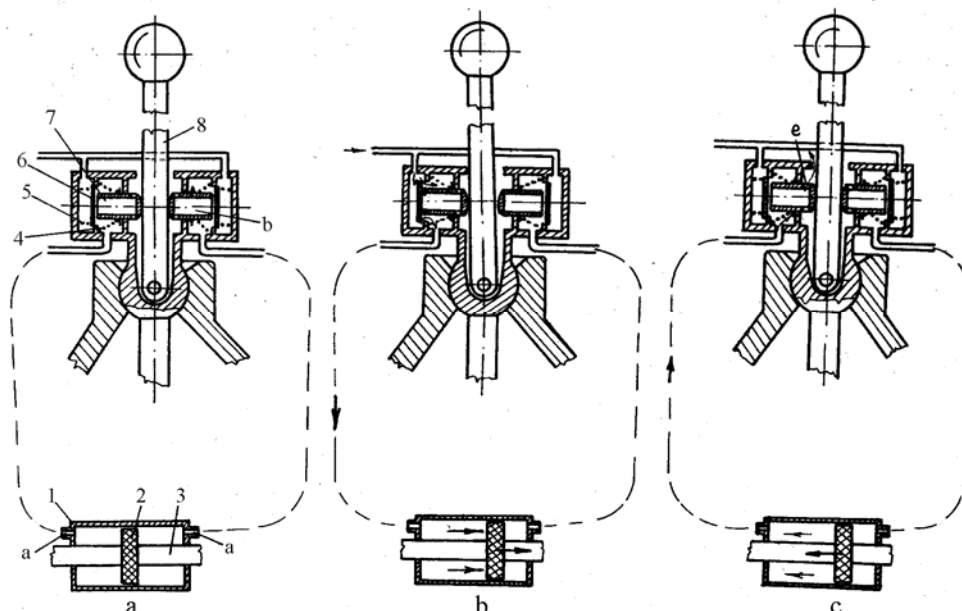
A kormányoszlopra, a kormánykerék mögé, elhelyezett sebességváltókar egy kapcsolórúddal van kombinálva. A kétkarú emelőnek kialakított sebességváltókar, kormányoszlop irányú előre vagy hátra mozgásával a tolórúd kiválasztható, míg a kormányoszlopra merőlegesen lefelé, vagy felfelé mozgatva a sebességváltókart a kiválasztott sebességfokozat kapcsolható. A kormányoszlopon elhelyezett sebességváltókar egy lehetséges konstrukciós megoldása a 3. 61 ábrán látható.



3. 61 ábra Kormányoszlopon elhelyezett sebességváltókar

### 3.6.3.4. A sebességváltást segítő szervó berendezések szerkezete, működése, konstrukciós változatai

A nagy autóbuszok és nehéz tehergépkocsik szinkronizált sebességváltóműveinek kapcsolása, különösen, ha a váltó messze van a vezetőtől, és ezért bonyolult rudazatot kell alkalmazni, túl nagy erőkifejtést igényel a gépkocsivezetőtől. Ez különösen a városi közlekedésben, ahol igen sokszor kell sebességet váltani, rövid idő alatt kifárasztja a vezetőt, és elvonja figyelmét a forgalomtól. Az automatikus és félautomatikus sebességváltók kiküszöbölik ugyan ezeket a nehézségeket, Európában mégis rendszeresen alkalmazzák a kézikapcsolású szinkron váltóműveket. A kézikapcsolás megkönnyítésére szolgálnak a szervóberendezések, melyeknek, egyik megoldása a 3. 62 ábrán látható.



3. 62 ábra Pneumatikus szervó berendezés kézi kapcsoláshoz

Ennek a szervó berendezésnek a segédenergiát a gépjármű légtartályaiban lévő sűrített levegő szolgáltatja. Természetesen a váltómű levegőhiány esetén is, bár

lényegesen nagyobb erőkifejtéssel, de működtethető. A szervó berendezés a kapcsoláshoz szükséges kézi erőt töredékére csökkenti.

A két részből álló berendezés vezérlőszelepe közvetlenül a sebességváltó-karra van felszerelve, munkahengere a sebességváltómű házához csatlakozik. A munkahenger dugattyúrúdja pedig maga a tolórúd, melyen a kapcsolóvillák vannak elhelyezve. A sűrített levegőt hajlékony csövek vezetik a munkahengerbe, melynek dugattyúja toló- vagy húzóerőt tud kifejteni a kapcsolat irányának megfelelően.

A szervó berendezés működése a 3. 62 ábra jelölései alapján a következő:

- A 3. 64/a ábrán a sebességváltókar semleges, üres állásban van.
- Ha a „8” jelű sebességváltókart a kapcsolni kívánt sebességfokozat irányába mozdítják, ekkor a sebességváltókar a „7”jelű kiömlő tolattyúval nyitja a „6” jelű beömlő szelepet.
- A sűrített levegő az „a” jelű furaton át az „1” jelű munkahengerbe áramlik, és a „2” jelű dugattyúval a „3” jelű rudat jobbra, a kapcsolat irányába tolja. Ezzel a kapcsolat megtörtént, ahogy ez a 3. 62/b ábrán látható.
- Amint a kézi kapcsolókart elengedik, a „7” jelű kiömlő tolattyút a „4” jelű rugó nyugalmi helyzetébe hozza, ezt követően zár a „6” jelű kiömlő szelep, és a sűrített levegő a munkahengerből a 3. 62/c ábrán jelzett nyílak irányában a vezérlőszelep „e” jelű nyílásán át a szabadba távozik.

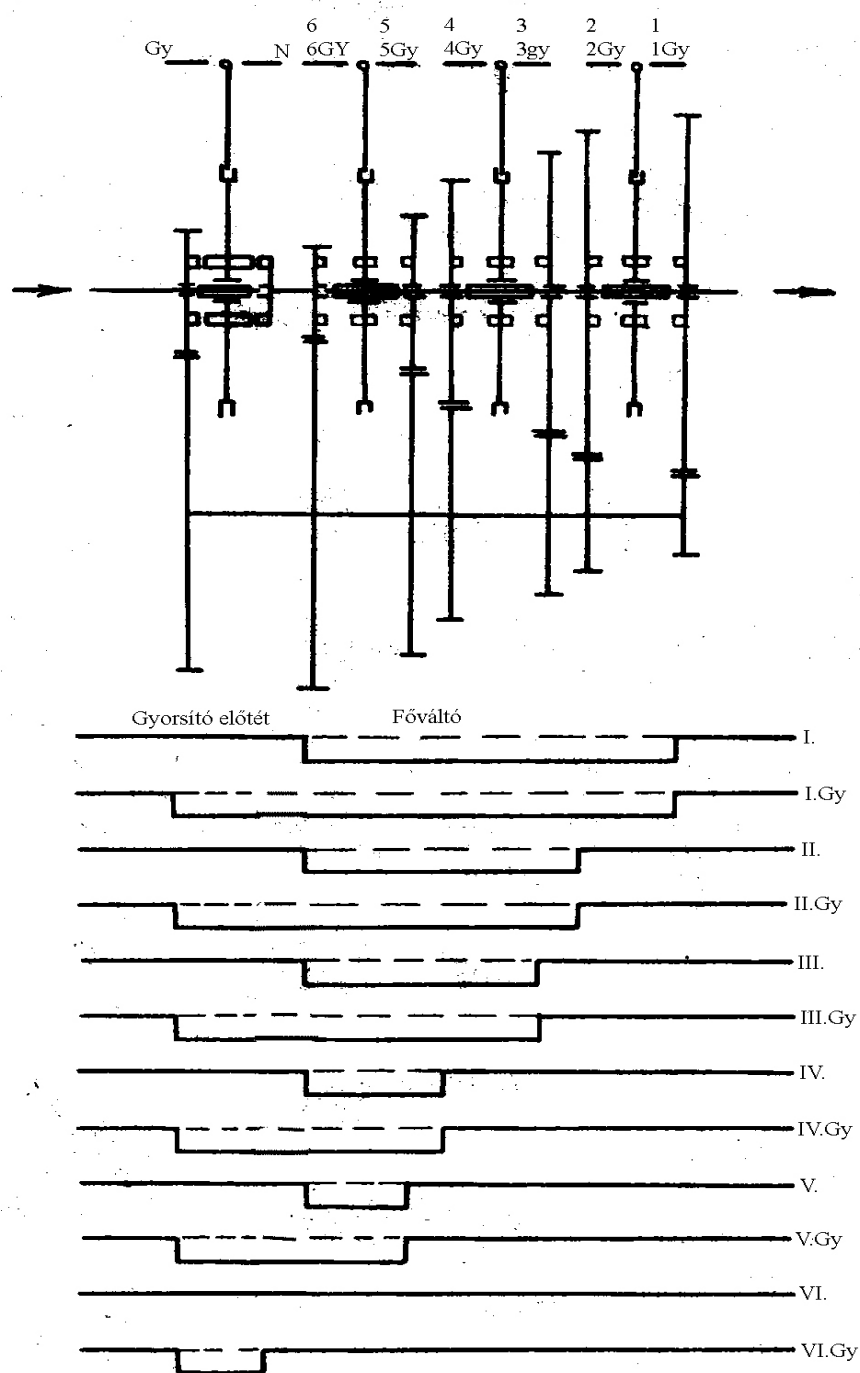
### 3.6.4. Nehéz tehergépjárművek sebességváltóművei

Minél nagyobb egy gépjármű összsúlya a motor teljesítményéhez viszonyítva, annál több fokozatú sebességváltóműre van szükség. Ez esetben ahhoz, hogy a gépjármű menettulajdonságai megfelelőek legyenek, vagyis, hogy a gépjármű teljes terheléssel is fel tudjon menni 22÷28 % -os emelkedőn, illetve végsebessége kedvező út- és terhelési viszonyok esetén a motor túlpörgetése nélkül is nagy legyen, ugyanakkor ne legyen nagy fokozatugrás az egyes fokozatok módosításai között, növelni szükséges a sebességváltómű fokozatainak a számát. Ezért nehéz tehergépkocsiknál nyolc, tíz, tizenkettő, sőt tizenhat fokozatú sebességváltóműveket építenek be. A fokozatok ilyen nagy számát egy főváltóval, amely négy-, öt-, vagy hatfokozatú lehet, és egy gyorsító előtéttel, vagy szorzóváltóval, vagy e kettő kombinációjával érik el. Főváltóként hat sebességfokozatnál többet nem gyártanak, mivel már hat sebességfokozat esetén is kedvezőtlenül hosszú előtét- és bordástengelyek adódnak, amelyek szilárdsági szempontból kedvezőtlenek.

#### 3.6.4.1. Gyorsító előtétellátott sebességváltóművek szerkezete, működése, a fokozatok kapcsolása

A nehéz tehergépkocsik sebességváltóműveinél gyakran alkalmazzák a gyorsító előtétellátott sebességváltóműveket. Ennél a megoldásnál a négy- vagy hat-

fokozatú főváltómű fokozati ugratását viszonylag nagyra választják, értéke  $1,5 \div 1,8$  közötti. A gyorsító előtét módosítása kicsi, értéke:  $1,18 \div 1,22$ , így bekapcsolása esetén minden sebességi fokozat közé kapcsolható egy-egy további sebességfokozat. A gyorsítóelőtétellátott hatfokozatú sebességváltómű elvi vázlatja és az egyes sebességi fokozatokban a teljesítményfolyam láthatók a 3. 63 ábrán



3. 63 ábra Gyorsító előtétellátott sebességváltómű

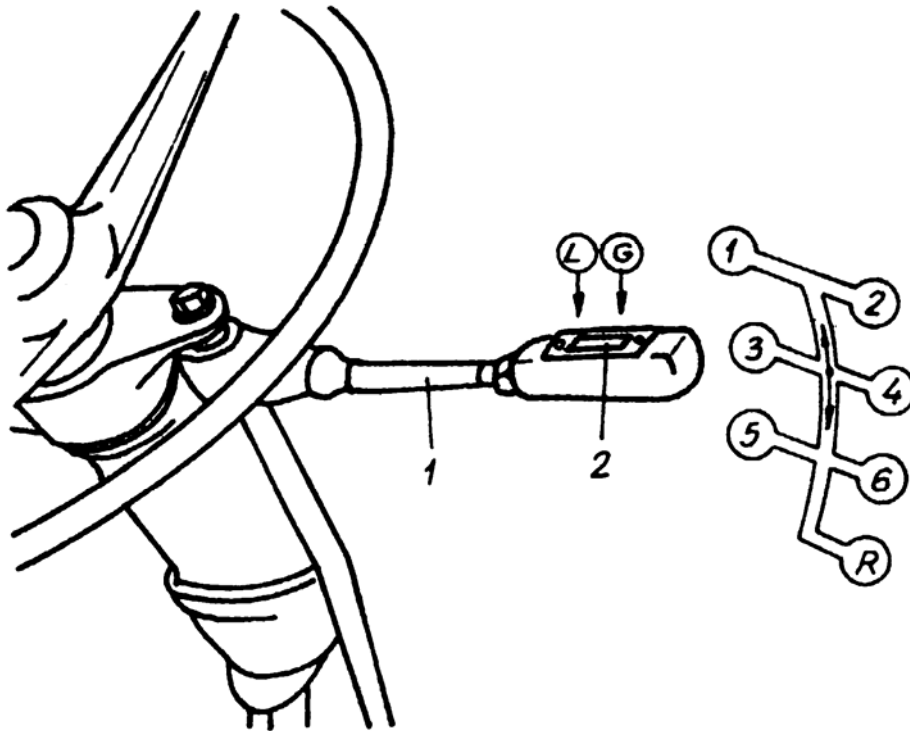
Az alábbi táblázatban, a típus megjelölés nélkül, tájékoztató jelleggel, egy valószínűségi gyorsító előtétellátott sebességváltómű módosítási viszonyai láthatók.

Fokozat			Főváltómű Gyorsító előtéttel	Főváltómű
I.	1.fokozat		9,00	9,00
II.	1.fokozat	gyorsítóval	7,52	
III.	2.fokozat		5,18	5,18
IV.	2.fokozat	gyorsítóval	4,33	
V.	3.fokozat		3,14	3,14
VI.	3.fokozat	gyorsítóval	2,62	
VII.	4.fokozat		2,08	2,08
VIII.	4.fokozat	gyorsítóval	1,73	
IX.	5.fokozat		1,44	1,44
X.	5.fokozat	gyorsítóval	1,20	
XI.	6.fokozat		1,00	1,00
XII.	6.fokozat	gyorsítóval	0,835	

A gyorsító előtét módosítási viszonyai:  $i_{N=1}$  normál helyzet

$i_{Gy}=0,835$  gyorsító előtét bekapcsolva

A gyorsító előtét ki- és bekapcsolása a sebességváltókarra szerelt billenő kapcsoló segítségével történik, ahogy ez a 3. 64 ábrán látható.



3, 64 ábra A gyorsító előtét kapcsolója

A billenő kapcsoló lenyomása csak a megfelelő gyors (G) vagy normál (L) csoport előreválasztását eredményezi. A gyorsító előtét kapcsolása csak a tengelykapcsoló ki- és bekapcsolása esetén következik be. Ezzel a sebességváltó-művel nem kell törvényszerűen végigkapcsolni az összes egész- és félfokozatot. Üres járműszerelvénynél, vagy pótkocsi nélkül a billenő kapcsoló kezelése nélkül is lehet előre kapcsolni, azonban ekkor a fokozati ugrás nagyobb lesz, azaz sebességváltáskor jobban lecsökken a motor fordulatszám.

#### **3.6.4.2. Szorzóváltóval ellátott sebességváltóművek szerkezete, működése, a fokozatok kapcsolása**

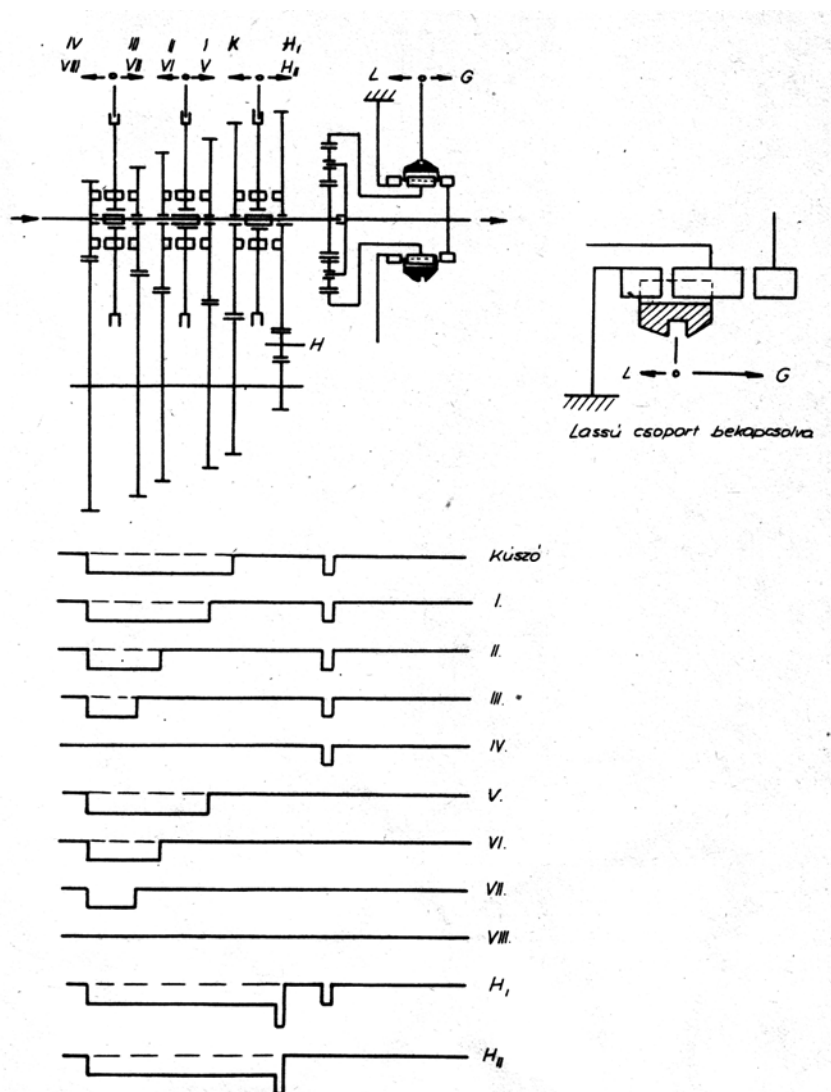
A nehéz tehergépkocsik és terepjárók részére készített sebességváltóművek másik csoportjának vázlata a 3. 65 ábrán látható. Ez a négyfokozatú sebességváltómű, egy szorzóváltóval van ellátva, mely direkt kapcsolaton kívül egy nagy lassító módosítást biztosító fokozat kapcsolását is lehetővé teszi. A szorzóváltó lassító módosítása nagyobb, mint a főváltó legnagyobb belső áttétele. Ezzel a szorzóváltó ki- és bekapcsolásával egy négyfokozatú váltóművet lassú és gyors sebességi csoportra lehet bontani.

Ennél a típusnál a billenő kapcsolóval vezérelt szorzóváltót csak negyedik fokozatból az ötödikbe való kapcsolásnál, illetve az ötödikből a negyedikbe való visszakapcsolásnál kell működtetni, tehát csak a csoportváltoztatásnál.

A váltó működése a következő:

- A gépkocsivezető a sebességváltókaron levő billenő kapcsoló segítségével bekapcsolja a szorzóváltót.
- Ezt követően a főváltóval sorba kapcsolja a lehetséges négy fokozatot.
- Az ötödik fokozat bekapcsolásához átbillenti a kapcsolót a gyors sebességi csoportba, ezzel direktre kapcsolja a szorzóváltót
- Ismét a főváltó I. fokozatának megfelelő állásba tolja a kapcsolókart. Ez a helyzet azonban most az V. sebességi fokozatot jelenti, mivel a direktbe kapcsolt szorzóváltó teljes belső módosítása bekapcsolt állapotban nagyobb volt, mint a főváltó teljes belső módosítása, vagyis a főváltó I. fokozatának módosítása. Ezután a többi fokozat a lassú csoport fokozataihoz hasonlóan sorban végigkapcsolható.

Egy bolygóműves szorzóváltóval felszerelt főváltó kinematikai vázlata és teljesítményfolyam ábrája látható a 3. 65 ábrán.



### 3. 65 ábra bolygóműves szorzóváltóval felszerelt főváltó kinematikai vázlata

A 3. 65 ábrán látható 2 x 4 fokozattal rendelkező sebességváltómű mechanikus működtetésű négyfokozatú főváltóból és egy bolygóműves rendszerű pneumatikus kapcsolású szorzóváltóból áll. A sebességváltó igen nagy lassító módosítást biztosító úgynevezett kúszó fokozattal is el van látva, melynek bekapcsolását, a hátramenetet is kapcsoló tolórúd végzi.

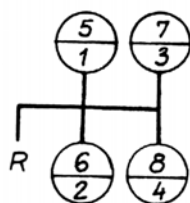
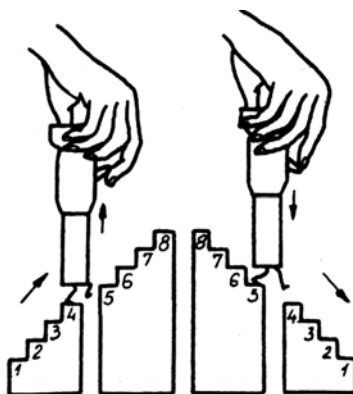
A mechanikus működtetésű főváltó a kúszó és hátrameneti fokozat kivételével szinkronizált megoldású, és a hibás kapcsolások kiküszöbölése céljából elektro-pneumatikus visszacapcsolás-gátlóval van ellátva.

Az elektro-pneumatikus visszacapcsolás-gátló védő feladatot lát el. Védi a motort és a tengelykapcsolót a túlterheléstől, azaz a túl magas fordulatszámtól, amely akkor keletkezhet, ha a gépkocsivezető hibásan kapcsol. Két vezérlőkörrel, az úgynevezett pályazárral és a csoportzárral látja el védő feladatát.

A pályazár megakadályozza a negyedik fokozatból az elsőbe és másodikba, vagy a nyolcadikból az ötödikbe és hatodikba történő visszakapcsolást. A csoportzár a szorzóváltó zárását végzi, és megakadályozza a gyors, illetve lassú sebességi csoportok közötti helytelen visszakapcsolást és felkapcsolást.

A visszakapcsolás-gátló elektronikus vezérlése a járműsebesség függvényében történik, melynek érzékelését a sebességváltómű kihajtó tengelyén levő impulzusadó biztosítja az elektronikus egységnek.

A szorzóváltóval felszerelt főváltó sebességcsoportjainak kapcsolása a sebességváltókaron elhelyezett kapcsolóval lehetséges, ahogy ez a 3. 66 ábrán látható.

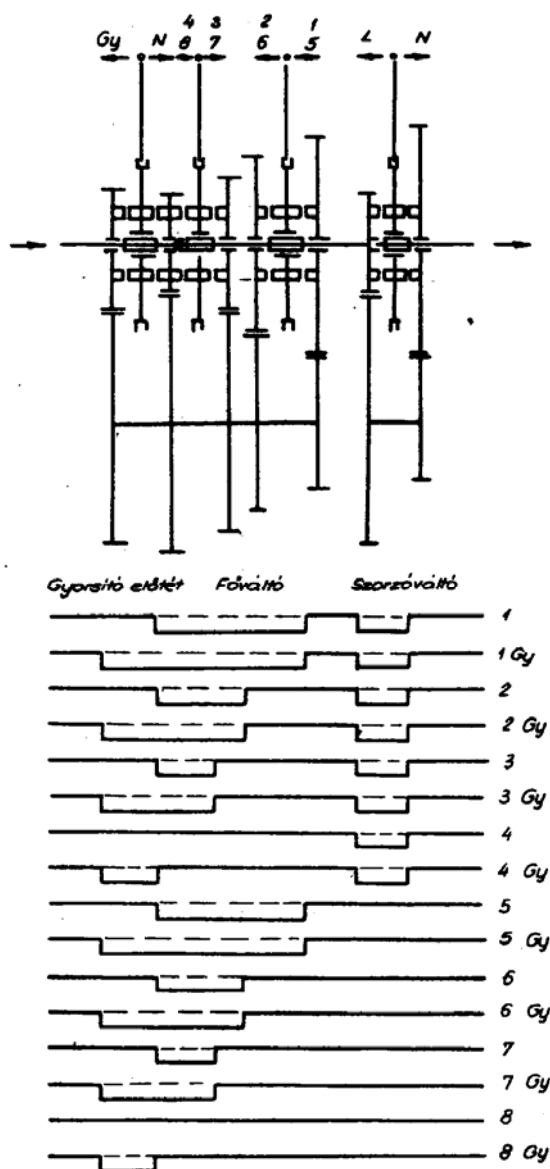


3. 66 ábra Szorzóváltó kapcsolójának elhelyezése a sebességváltókaron

A 3. 67 ábrán nagyteherbírású tehergépkocsikba építhető tizenhat sebességi fokozat kapcsolását biztosító sebességváltómű kinematikai vázlata látható. A sebességváltómű egy négyfokozatú főváltóból, egy szorzóváltóból és egy gyorsítelőtől áll. A részenként elérhető fokozatok számának szorzatából adódik a tizenhat előremeneti és a négy hátrameneti fokozat.

A főváltó fokozatainak kapcsolása itt is sebességváltó-karral történik. A szorzó-rész előválasztása a váltókaron elhelyezett billenő kapcsolóval végezhető. A gyorsító előtét bekapcsolásával minden fokozat közé bekapcsolható még egy sebességfokozat, ahogy ez a 3. 67 ábra teljesítményfolyam ábráján jól megfigyelhető.





3. 67 ábrán Nagyteherbírású tehergépkocsikba építhető tizenhat sebességi fokozat kapcsolását biztosító sebességváltómű kinematikai vázlata

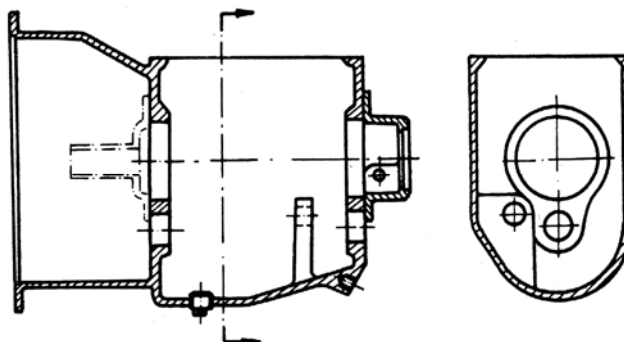
A gyorsító előtét be-, illetve kikapcsolása szintén billenő kapcsolós előválasztással, majd tengelykapcsoló működtetésével történik. A gyorsító fokozat bekapcsolt állapotát ellenőrzőlámpa kigyulladás jelzi.

### 3.6.5. A normál fogaskerekes sebességváltóművek szerkezeti egységeinek konstrukciós változatai

#### 3.6.5.1. Sebességváltó ház

A sebességváltóház általában öntött kivitelben, egy darabból, fedéllel, vagy osztott kialakítással készül. A gépjármű tömegének csökkentése érdekében az öntvény anyaga általában könnyűfém, többnyire alumínium ötvözet. A sebességváltó

tó házat igen gyakran a tengelykapcsoló házával egy darabból készítik, ahogy ez a 3. 68 ábrán is látható.

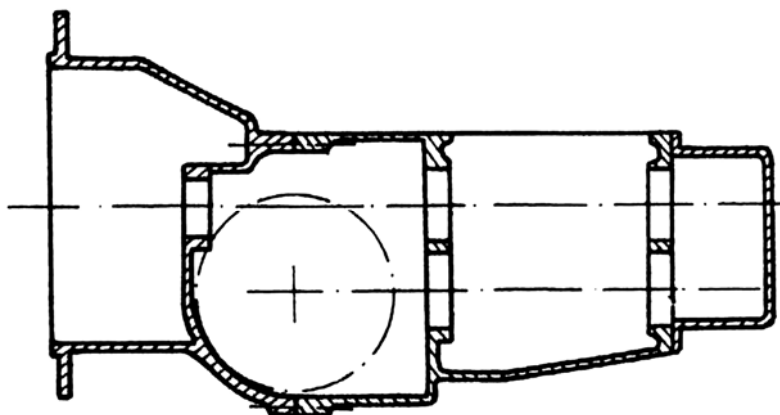


3. 68 ábra Tengelykapcsolóházzal egybeöntött sebességváltóház

A sebességváltóház két homlokfalán a csapágyak, illetve a tengelyek részére kör alakú furatokat készítenek. A csapágyakat leszorító fedelek legtöbbször úgy vannak kialakítva, hogy egyik oldalon a tengelykapcsoló kinyomó csapágyának szolgáljanak vezetőhüvelyül, másik oldalon, a kimenő tengelyen levő sebességmérő hajtószerkezetét és a tömítést is magukba foglalják. A sebességváltóház belsejében található borda a hátrameneti fogaskerék tengelyének csapágyazására szolgál.

A ház alján mágneses olajleeresztő csavart, az oldalán pedig a kenőanyag szint ellenőrzésére, illetve a kenőanyag feltöltésére szolgáló menetes csonkot helyeznek el. A ház oldalán az alvázhoz való erősítésre szolgáló csavarok vagy menettel ellátott furatok találhatóak.

A 3. 69. ábrán egy differenciálmű-házzal egybeépített, két részből álló, jobb oldalán lemezből készített fedéllel ellátott sebességváltóház látható. A ház bal oldalán helyezkedik el a tengelykapcsoló háza, és részben a differenciálmű háza, a jobboldali rész a differenciálmű-ház másik fele és maga a váltómű háza.

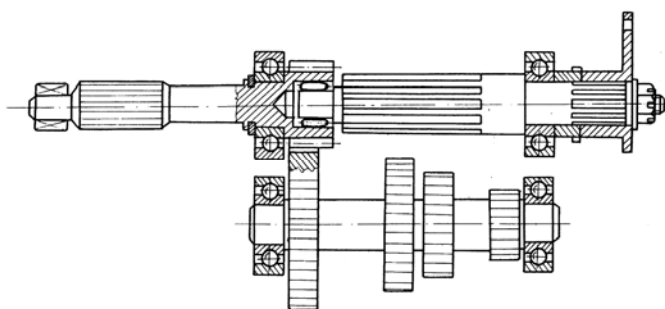


3. 69 ábra Differenciálmű házzal egybeépített sebességváltóház

A szorzóváltóval, vagy gyorsító előtéttel ellátott sebességváltóművek háza készülhet egy darabból a megfelelő helyen elhelyezett válaszfalal, amely a két fő részt elválasztja egymástól, illetve a tengelyek csapágyazását tartja. Készülhet külön részekből is, melyek az elvileg változatlanul maradt főváltóhoz csatlakozhatnak.

### 3.6.5.2. Tengelyek, csapágyak, csapágy beépítési irányelvek

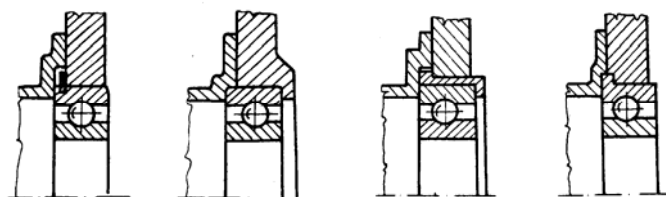
A 3. 70 ábrán látható a legelterjedtebben alkalmazott előtéttengelyes sebességváltómű tengelyeinek kialakítása.



3. 70 ábra Előtéttengelyes sebességváltómű tengelyeinek kialakítása

A baloldali hajtó, vagy nyelestengely bal oldalán a tengelykapcsoló súrlódó tárcsájának felerősítését biztosító bordás tengelyvég található egy csapágygal, mely általában a lendkerék erre a célra készült furatában van ágyazva. A nyelestengely jobb oldalán az előtéttengelyt hajtó kis átmérőjű ferdefogazású kerék található. A nyelestengely jobboldali vége a sebességváltóházban van csapágyazva. A hajtott, vagy bordástengelyt szokták a sebességváltó főtengelyének is nevezni, egyik vége a nyelestengelyben, másik vége pedig a sebességváltóházban van csapágyazva.

A hajtó és hajtott tengely sebességváltóműben elhelyezett csapágyainak axiális erőket is fel kell venni, mert a tengelyekhez kapcsolható fogaskerekek többnyire ferde fogazásúak, ezért az átvitt kerületi erőnek van tengely irányú, axiális komponense. A 3. 71. ábra néhány konstrukciós megoldást mutat az axiális erőt is felvevő mélyhornyú golyóscsapágyak beépítésére.



3. 71. ábra Sebességváltó tengelyek vezetőcsapágy beépítés konstrukciós megoldásai

A hajtott tengelyen található bordákon mozdíthatók el a tolókerekek, illetve a kapcsolóhüvelyek. Kapcsolóhüvelyek, illetve szinkronizáló berendezések alkalmazása esetén sima szakaszok is találhatóak a hajtott tengelyen, ahol a szabadon forgó kerekek helyezkednek el. A hajtott tengely külső végére általában a kardáncsukló tárcsáját erősítik fel, továbbá ide csatlakozik a sebességmérő, jeladója, vagy a sebességmérő meghajtására szolgáló fogaskerék vagy csigakerék.

A 3. 70 ábra szerint az előtét-tengely egy darabból készült a fogaskerekekkel. Célszerűbb azonban, ha a fogaskerekeket külön készítik, és erősítik fel az előtét-tengelyre.

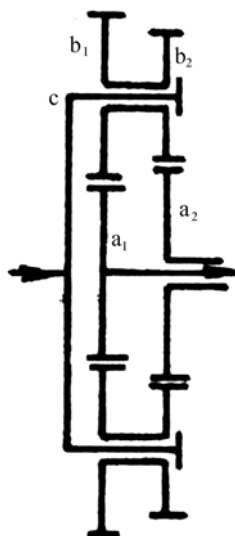
### 3.6.6. Bolygóműves sebességváltók

A mechanikus sebességváltóművek másik, gyakran alkalmazott típusai a bolygóműves sebességváltóművek. Szívesen alkalmazzák a bolygóműveket szorzó-váltó nagy lassító módosításának megvalósításánál, valamint a differenciálművek után, a hajtókerekeknel elhelyezett vég-hajtásoknál, ahol szintén nagy lassító módosítást kell biztosítani. A hidromechanikus sebességváltóművek mechanikus része is leggyakrabban bolygóműves szerkezet.

A járművek sebességváltóiban leggyakrabban a homlokkerekes bolygóműveket alkalmazzák, melyek két csoportra oszthatók:

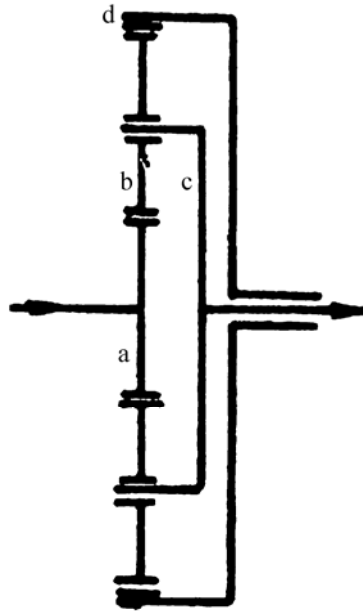
- Külsőfogazású bolygóművek
- Belsőfogazású bolygóművek

A külsőfogazású bolygóművekben csak külső fogazású homlokkerekek vannak ahogy az a 3. 72 ábrán lévő kinematikai vázlaton is látható.



3. 72 ábra Külsőfogazású bolygómű

A belsőfogazású bolygóművekben viszont a bolygókerék egy belsőfogazású gyűrűkeréken, vagy koszorúkeréken gördülnek le ahogy ez a 3. 73 ábrán lévő kinematikai vázlatból is látható



3. 73 ábra Belsőfogazású bolygómű

A bolygóművek fő előnye, hogy kis méreteik ellenére nagy teljesítmények átvitelére alkalmasak, nagy nyomatékmódosítás mellett. A be és a kimenő tengelyek középvonala közös. További előnyük, hogy igen sokféle beépítési változatuk lehetséges. Az egyes elemek szalagfékkel fékezhetők, illetve rögzíthetők, vagy többlemezes tengelykapcsolókkal összekapcsolhatók.

A bolygóműves sebességváltók minden nehézség nélkül kombinálhatók centrifugális vagy hidrodinamikus önműködő tengelykapcsolókkal és kiválóan alkalmasak automatikus működtetésre is.

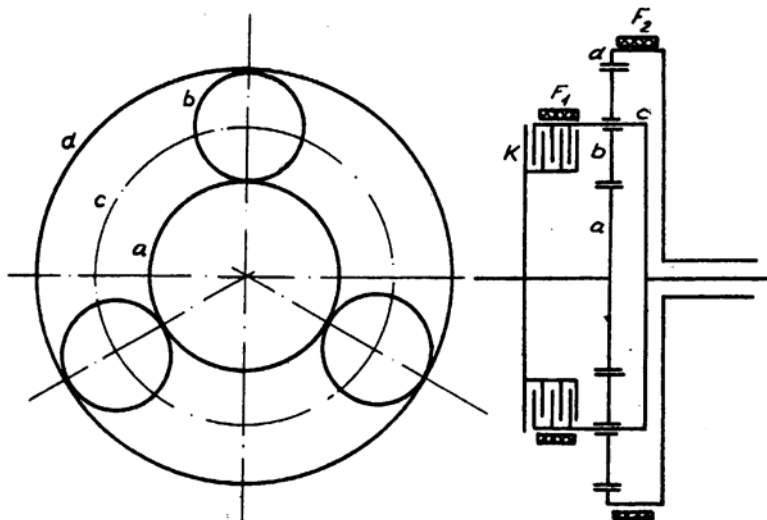
A gépjárművek sebességváltóműveiben elsősorban belsőfogazású bolygóműveket alkalmaznak, ugyanakkor feltétlenül említést érdemel, hogy az 1900-as évek elején a híres Ford „T” modell már külsőfogazású bolygóműves sebességváltóval üzemelt, és napjainkban is létezik korszerű külsőfogazású bolygóműves váltótípus.

### 3.6.6.1. Belső fogazású bolygóművek

A 3.74. ábrán láthatóak belsőfogazású bolygómű részei:

- A napkerék „a”

- A bolygókereknek „b” melyek
- A bolygókeréktartó karra „c” vannak ágyazva
- A belsőfogazású gyűrűkerék „d”, vagy más néven koszorúkerék



3. 74 ábra Belsőfogazású bolygómű

A bolygókerek feladata, hogy összeköttetést biztosítsanak a bolygókeréktartó karral azonos középpontú két kerék, a napkerék és a belsőfogazású gyűrűkerék között. A három főelem, a napkerék, a koszorúkerék és a bolygókeréktartó kar közül bármelyik szolgálhat a teljesítmény leadására, a másik a teljesítmény felvételére, a harmadik főelemet azonban rögzíteni kell. Ilyen feltételek mellett az egyszerű belsőfogazású bolygóművel a következő hétféle mozgásállapot valósítható meg:

	Hajtó elem	Hajtott elem	Fékezett elem	A hajtott elem forgásiránya	Módosítás
1	a	C	d	azonos	lassító
2	a	d	c	ellenkező	lassító
3	c	a	cl	azonos	gyorsító
4	c	d	a	azonos	gyorsító
5	d	a	c	ellenkező	gyorsító
6	d	C	a	azonos	lassító
7	összekapcsolva			azonos	1:1

A nyomatékmódosításnál fellépő reakciónyomatékot minden esetben a lefékezett (álló) elem veszi fel, melynek rögzítése szalagfékkel vagy többlemezes tengelykapcsolóval történik. Az egyszerű belsőfogazású bolygóművel megvalósítható módosítások mértéke a bolygómű fő elemeinek méreteitől függ, melyeknek egymás közötti viszonyaiban a következő kötöttségek vannak:

- A gyűrűkerék átmérője a napkerék és a két bolygókerék átmérőjének az összege, vagyis  $D_d = D_a + 2 \cdot D_b$
- A bolygókeréktartó kar átmérője a napkerék és a gyűrűkerék átmérője összegének a fele, vagyis  $D_c = \frac{D_a + D_d}{2}$

A bolygóművek módosítása kiszámítható, de egyszerűbb, ha a módosítást grafikus szerkesztési módszerrel a sebességtervből készített fordulatszámtervből határozzuk meg Kutzbach-féle eljárással. A Kutzbach-féle szerkesztési eljárás a kinetika azon tételén alapszik, miszerint ha egy síkban ismeretlen középpont körül forgó merev test két pontjának pillanatnyi sebessége ismert, akkor bármely pontjának pillanatnyi sebessége meghatározható. Az egyszerű belsőfogazású bolygóműnél a bolygókerék fogható fel ilyen merev testnek, mivel ennek a bolygómű mindhárom fő elemével van közös pontja:

- középpontja a bolygókeréktartó karra van ágyazva,
- kerületén pedig a két központi kerékkel, a napkerékkel és a gyűrűkerékkel van kapcsolatban.
- A bolygókerék pillanatnyi sebessége az említett három pontban, éppen a három főelemnek ugyanazon helyét vett kerületi sebességével egyenlő

A három kerületi sebesség közül kettőt meghatároz az, hogy a bolygómű a fenti hét eset melyik csoportjába tartozik, illetve mekkora a hajtóelem kerületi sebessége, a harmadik kerületi sebesség pedig az előző kettőből szerkeszthető. A kerületi sebességeket vektorokkal ábrázoljuk. Bármely két sebességvektor végpontját összekötő egyenes mértani helye a harmadik sebességvektor végpontjának is. Az összekötő egyenes tehát kimetszi egyrészt az ismeretlen harmadik sebességvektort, másrészt a bolygókerék pillanatnyi forgásközéppontját.

A bolygómű egyes fő elemeinek fordulatszámát, illetve az azzal arányos egyeneseket, a bolygómű középpontjából a vektorok végpontján keresztül fektetett sugarak metszik ki egy, a vektorokkal párhuzamos tetszőleges helyen felvett egyenesen.

Az alábbiakban az egyszerű belsőfogazású bolygómű két alapesetének sebesség- és fordulatszámviszonyait, illetve a módosítását határozzuk meg Kutzbach-féle szerkesztési eljárással

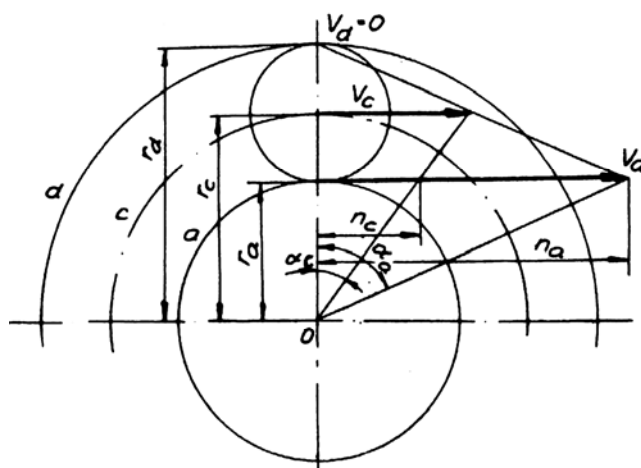
**Az első esetben** a napkerék a hajtóelem, azaz a motortól a tengelykapcsolón keresztül a napkerék van meghajtva, a bolygókeréktartó kar a hajtott, a gyűrűkerék pedig rögzített.

A hajtó elem a napkerék  $v_a$  kerületi sebessége megállapítható átmérőjének és fordulatszámának ismeretében. A  $v_a$  sebességvektort felmérjük a napkerék osztókerének érintőjére a 3. 75 ábrán látható módon.

Ez esetben a bolygómű szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a 3. 75 ábrán láthatók.

A gyűrűkerék kerületi sebessége  $v_d=0$ , miután a gyűrűkerék fékezett, rögzített elem. A  $v_a$  vektor végpontját és a  $v_d=0$  pontot összekötő egyenes kimetszi a bolygókerék kerületi sebességét, miközben az a napkeréken és az álló gyűrűkeréken legördül. Középpontjának kerületi sebessége  $v_c$ . A bolygókeréktartó kar tehát  $v_c$  kerületi sebességgel kering a napkerék körül.

$$v_a \text{ adott} \quad v_d=0 \quad v_c=0,5 \cdot v_a$$



3. 75 ábra A napkerék hajt, a gyűrűkerék rögzített

A fordulatszámok megállapítása a 3. 75. ábra jelölései alapján:

$$\operatorname{tg} \alpha_a = \frac{v_a}{r_a} = \frac{r_a \cdot \omega_a}{r_a} = \omega_a = 2 \cdot \pi \cdot n_a$$

és

$$\operatorname{tg} \alpha_c = \frac{v_c}{r_c} = \frac{r_c \cdot \omega_c}{r_c} = \omega_c = 2 \cdot \pi \cdot n_c$$



Tehát a sebességvektorok hajlásszögének tangensei arányosak az illető bolygómű elemek fordulatszámával. Tehát amelyik elem sebességvektorának iránytangense nagyobb, annak az elemnek a fordulatszáma is arányosan nagyobb. Ebből az is következik, hogy az egyes elemek fordulatszáma tetszőleges sugáron szerkeszthetők, mert arányuk mindig ugyanaz marad.

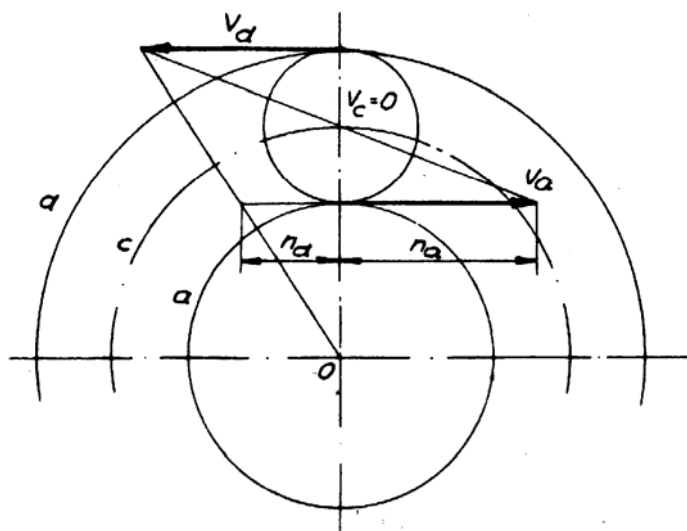
A fentiek alapján az egyes elemek fordulatszámait könnyen ábrázolhatók. A 3. 75 ábrán a  $v_a$  vektort választható az,  $n_a$  vektornak is, ekkor ugyanezen a sugáron az  $n_c$  vektort kimetszi a  $v_c$  vektor végpontját a napkerék középpontjával összekötő egyenes.

A hajtó és a hajtott elem fordulatszámának aránya a bolygómű módosítását adja:

$$i = \frac{n_a}{n_c}$$

**A második esetben** a napkerék a hajtóelem, a gyűrűkerék a hajtott elem, a bolygókeréktartó kar pedig rögzített elem. Ez esetben a bolygómű szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a 3. 76 ábrán láthatók.

$$v_a \text{ adott} \quad v_c = 0 \quad v_d = -v_a$$



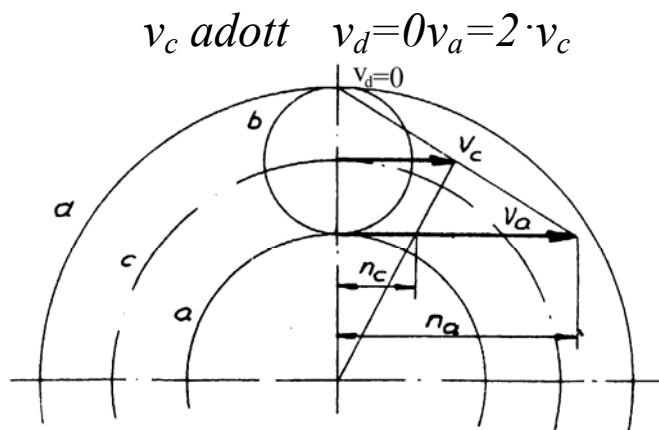
3. 76 ábra A napkerék hajt, a bolygókeréktartó kar rögzített

A hajtott gyűrűkerék ellentétes értelemben forog mint a hajtó napkerék. A módosítás a hajtó és a hajtott elem fordulatszámának arányából

$$i = \frac{n_a}{-n_d} = -\frac{n_a}{n_d}$$

Ahol a negatív előjel ellentétes forgásértelmet jelenti.

A **harmadik esetben** a bolygókeréktartó kar a hajtóelem, a napkerék a hajtott elem, a gyűrűkerék pedig a rögzített elem, ahogy ez a 3. 77 ábrán látható.



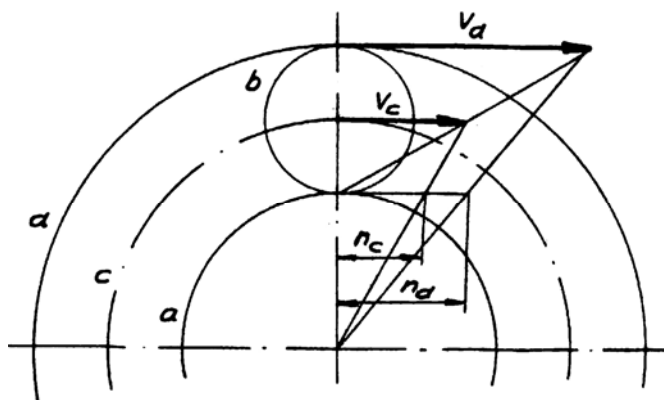
3. 77 ábra A bolygókeréktartó kar hajt, a gyűrűkerék rögzített

A hajtó és hajtott elem azonos irányban forog. A módosítás:

$$i = \frac{n_c}{n_a}$$

A **negyedik esetben** a bolygókeréktartó kar a hajtóelem, a gyűrűkerék a hajtott elem, a napkerék pedig rögzített elem. Ez esetben a bolygómű szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a 3. 78 ábrán láthatók.

$$v_c$$
 adott  $v_a=0$   $v_d=2 \cdot v_c$

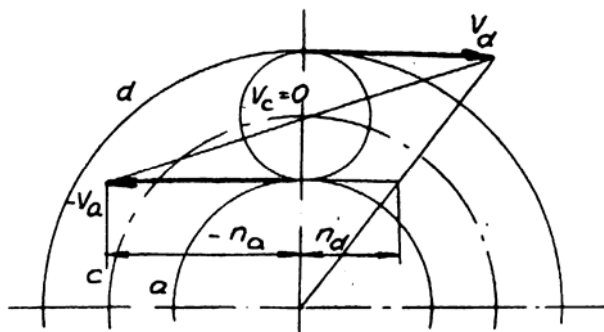


3. 78 ábra A bolygókeréktartó kar hajt, a napkerék rögzített

A forgásirány azonos, a módosítás:  $i = \frac{n_c}{n_d}$

**Az ötödik esetben** a gyűrűkerék a hajtóelem, a napkerék a hajtott elem, a bolygókeréktartó kar pedig rögzített elem, ahogy ez a 3. 79 ábrából is látható.

$$v_d \text{ adott} \quad v_c = 0 \quad v_a = -v_d$$



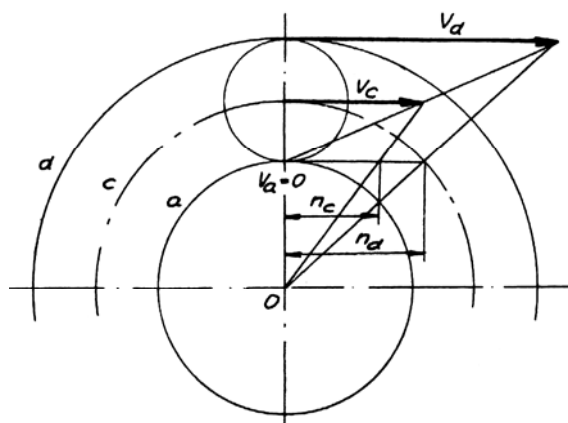
3. 79 ábra A gyűrűkerék hajt, a bolygókeréktartó kar rögzített

A hajtott napkerék ellentétes irányban forog, mint a hajtó gyűrűkerék.

A módosítás: 
$$i = \frac{n_d}{-n_a} = -\frac{n_d}{n_a}$$

**A hatodik esetben** a gyűrűkerék a hajtóelem, a bolygókeréktartó kar a hajtott elem, a napkerék pedig rögzített elem. Ez esetben a bolygómű szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a 3. 80 ábrán láthatók.

$$v_d \text{ adott} \quad v_a = 0 \quad v_c = 0,5 \cdot v_d$$

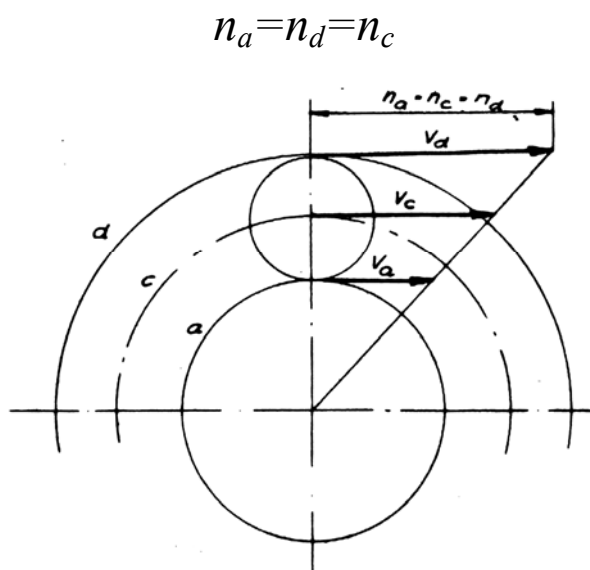


3. 80 ábra A gyűrűkerék hajt, a napkerék rögzített

A forgásirány azonos, a módosítás : 
$$i = \frac{n_d}{n_c}$$

**A hetedik esetben** a bolygómű két főelemét egymáshoz rögzítjük, például egy többlemezes lamellás tengelykapcsolóval. ezáltal legördülés nem jöhet létre, a bolygómű minden része a hajtóelem fordulatszámával forog. Ezt az esetet a

bolygómű rövidre zárásának szokták nevezni. A bolygómű rövidzárlata esetének szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai láthatók a 3. 81 ábrán.



3. 81 ábra Belsőfogazású bolygómű rövidre zárva

A módosítás:  $i=1$

Az egyes főelemek kerületi sebességei a sugaraikkal arányosak. A bolygómű lehetséges hét mozgásállapota közül, beépítése esetén, mikor a hajtórész meghatározott, már csak három megvalósítható eset marad.

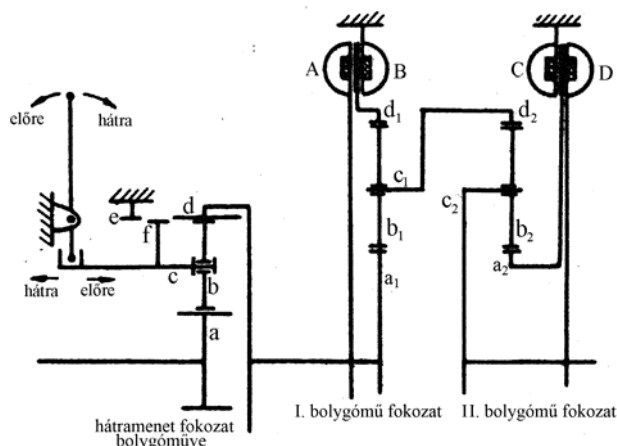
Gépjárművek bolygóműves sebességváltóműveiben több egyszerű bolygómű összekapcsolásával érhető el a három, négy vagy öt sebességfokozat

### 3.6.6.2. Többfokozatú bolygóműves sebességváltó

Az itt ismertetésre kerülő bolygóműves sebességváltó négy előremeneti és egy hátrameneti sebességfokozattal, valamint elektromágneses kapcsolóberendezéssel rendelkezik. A négy előremeneti sebességfokozat a két belsőfogazású bolygómű megfelelő kapcsolásával érhető el. Az első bolygómű módosítása a II. sebességfokozatot, a második bolygómű módosítása a III. sebességfokozatot biztosítja, a két bolygómű együttes módosítása, a két módosítás szorzata, pedig az I. sebességfokozatot adja. A IV. (direkt) fokozat a két bolygómű rövidre-zárásával kapcsolható.

A sebességváltó fokozatainak kapcsolását elektromágnesek végzik. Az elektromágnesek energia ellátását az akkumulátor biztosítja. Az elektromágnesek működtetését és ezzel a sebességfokozatok váltását, a kormányoszlopra szerelt kapcsoló kar teszi lehetővé. Az áram az akkumulátorból csúszógyűrűkön keresztül jut a mágnesekbe. Mindegyik bolygómű fokozathoz tartozik egy rögzített és egy forgó elektromágnes. A rögzített mágnes a bolygómű egyik fő elemét fékezi le,

a forgó mágnes pedig rövidre zárja a bolygóművet. A többfokozatú bolygóműves sebességváltó felépítésének kinematikai vázlata a 3. 82 ábrán látható.



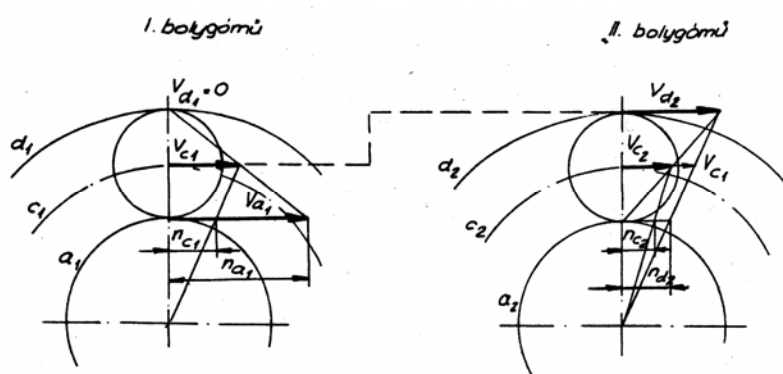
3. 82 ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó kinematikai vázlata

Többfokozatú bolygóműves sebességváltó működése a következő:

### I. sebességi fokozatban:

A **B** és **C** álló elektromágnesek bekapcsolt állapotban vannak. Az  $a_1$  napkerék által hajtott  $b_1$  bolygókerék legördül a **B** mágnes által rögzített  $d_1$  koszorúkeréken, a  $c_1$  bolygókeréktartó kar így az I. bolygómű módosításának megfelelően lassabban adja át a forgómozgást a II. bolygómű  $d_2$  koszorúkerékének. Az  $a_2$  napkereket a **C** mágnes rögzíti. Ennek következtében a  $d_2$  koszorúkerék által hajtott bolygókerékek legördülnek az álló a napkeréken. Így a  $c_2$  kimenő tengelyen II. bolygómű módosításának megfelelő, további lassítás következik be.

A bolygóműves többfokozatú sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai az első sebességfokozatban a 3. 83 ábrán láthatók.



3. 83. ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó szögsebesség kerületi sebesség és fordulatszámviszonyai az I. sebességfokozatban

**Az I. sebességi fokozat módosítása:**

A 3. 83 ábra jelöléseivel az I. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_I = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}}$$

A 3. 83 ábra jelöléseivel az II. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_{II} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}}$$

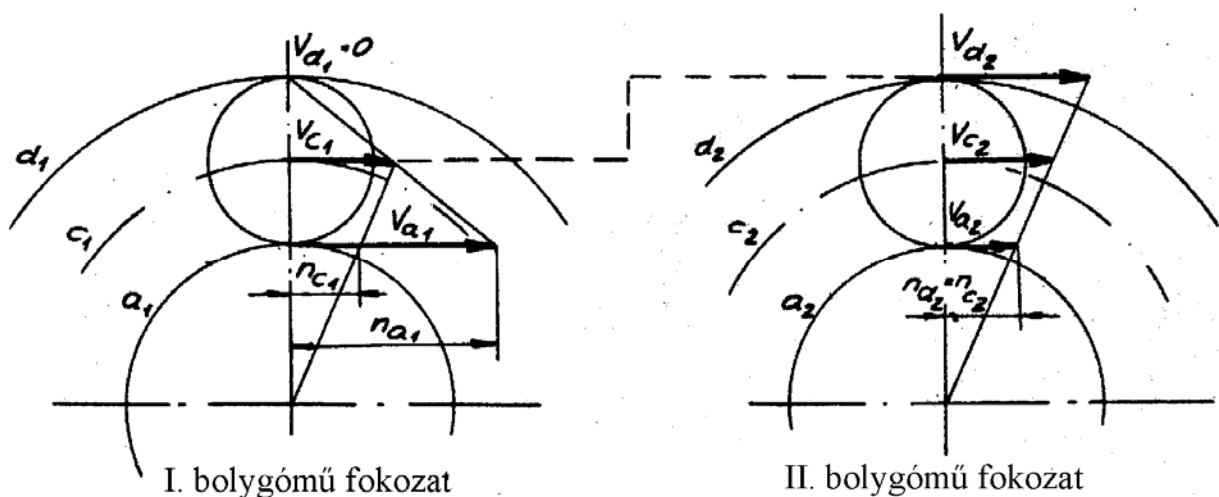
Ezekkel tehát a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes belső módosítása a sebességváltó egyes fokozatában:

$$i_{I.sebességfokozat} = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} \cdot \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}}$$

**II. sebességi fokozatban:**

A **B** álló és **D** forgó elektromágnesek bekapcsolt állapotban vannak. Ekkor az I. jelű bolygómű fokozat teljes belső módosítása adja a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes módosítását, mivel a II. jelű bolygómű fokozatot a **D** elektromágnes rövidre zárja, azaz fő elemeit együttforgásra kényszeríti.

A bolygóműves többfokozatú sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai az második sebességfokozatban a 3. 84 ábrán láthatók.



3. 84. ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó szögsebesség kerületi sebesség és fordulatszámviszonyai az II. sebességfokozatban

**A II. sebességi fokozat módosítása:**

A 3. 84 ábra jelöléseivel az I. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_I = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}}$$

A 3. 84 ábra jelöléseivel az II. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_{II} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = 1$$

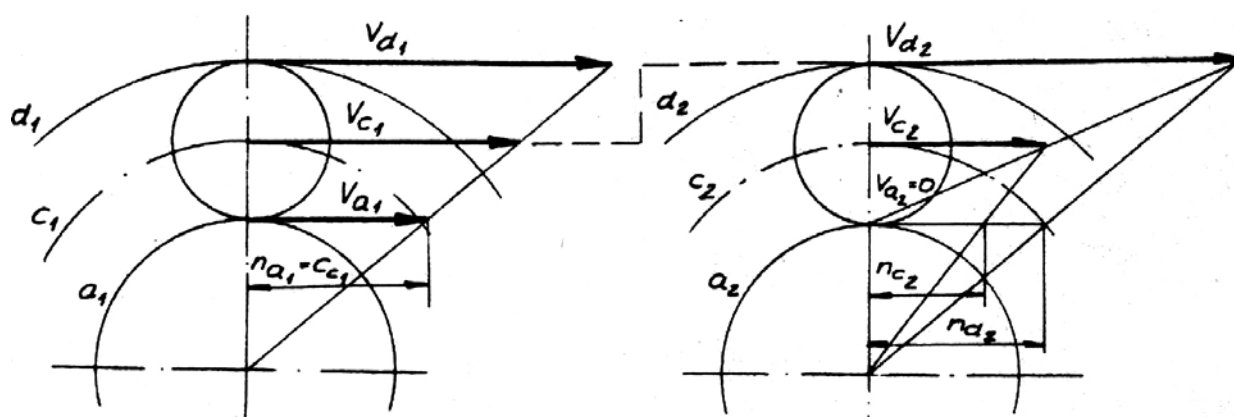
Ezekkel tehát a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes belső módosítása a sebességváltó kettes fokozatában:

$$i_{II\text{sebességfokozat}} = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} \cdot \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}}$$

**III. sebességi fokozatban:**

Az **A** forgó és **C** álló elektromágnes van bekapcsolt állapotban. Ekkor az .I. jelű bolygómű fokozatot az **A** forgó elektromágnes rövidre zárja, így annak módosítása  $i_I=1$ , a II. jelű bolygómű fokozat belső módosítása biztosítja a III. sebességi fokozat teljes módosítását.

A bolygóműves többfokozatú sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a harmadik sebességfokozatban a 3. 85 ábrán láthatók.



3. 85. ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó szögsebesség kerületi sebesség és fordulatszámviszonyai az III. sebességfokozatban

**A III. sebességi fokozat módosítása:**

A 3. 85 ábra jelöléseivel az I. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_I = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} = 1$$

A 3. 85 ábra jelöléseivel az II. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_{II} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}}$$

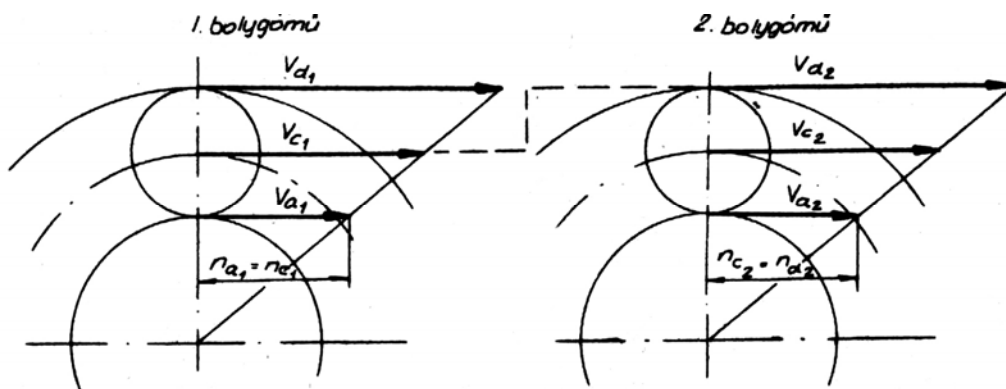
Ezekkel tehát a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes belső módosítása a sebességváltó hármas fokozatában:

$$i_{III \text{ .sebességfokozat}} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}}$$

**IV. sebességi fokozatban:**

Az **A** és **D** forgó elektromágnes van bekapcsolva. Mindkét bolygómű rövidre van zárva, lassító módosítása a sebességváltónak ebben a sebességfokozatban nincs.

A bolygóműves többfokozatú sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a negyedik, direkt sebességfokozatban a 3. 86 ábrán láthatók.



3. 86. ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó szögsebesség kerületi sebesség és fordulatszámviszonyai az IV. sebességfokozatban



**A IV. sebességi fokozat módosítása:**

A 3. 86 ábra jelöléseivel az I. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_I = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} = 1$$

A 3. 85 ábra jelöléseivel az II. bolygómű fokozat módosítása:

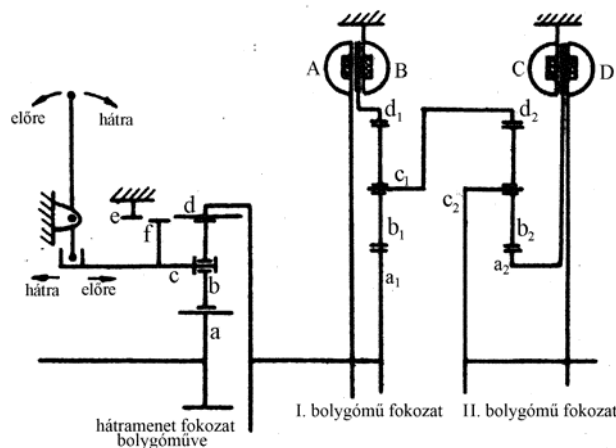
$$i_{II} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = 1$$

Ezekkel tehát a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes belső módosítása a sebességváltó négyes fokozatában:

$$i_{IV. \text{sebességfokozat}} = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} \cdot \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = 1$$

**A hátramenet sebességfokozatban:**

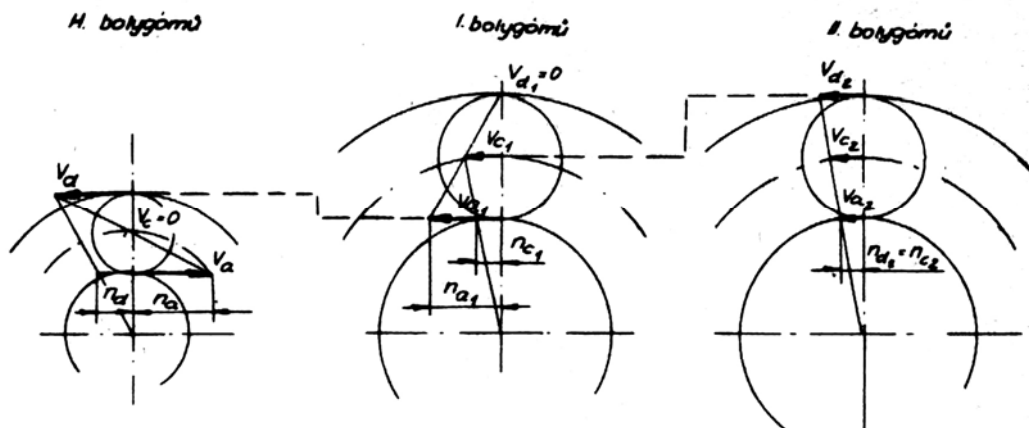
A hátramenet a sebességváltómű bemenő tengelyén elhelyezett bolygóműves irányváltóval kapcsolható. A **c** kar jobbra tolásakor ennek **f** fogazása a **d** gyűrűkerék fogaiba kapcsolódva megakadályozza a **b** bolygókerekek legördülését a 3. 87 ábrán látható módon.



3. 87 ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó kinematikai vázlata

Ezzel az irányváltó bolygómű rövidre van zárva, és módosítás nélkül a motorral azonos forgásirányban adja át a hajtást. (Előremenet.)

A kar balra tolása esetén az **f** kerék az **e** rögzített fogaskoszorúval kapcsolódik, a **c** bolygókeréktartó kar megáll. Ekkor a sebességváltómű bemenő tengelyét hajtó **d** gyűrűkerék az irányváltó bolygómű áttételének arányában - csökkentett fordulatszámmal ellenkező irányban forog. (Hátramenet.)



3. 88. ábra Többfokozatú bolygóműves sebességváltó szögsebesség kerületi sebesség és fordulatszámviszonyai az hátramenet sebességfokozatban

#### A hátramenet sebességi fokozat módosítása:

A 3.88 ábra jelöléseivel a H bolygómű fokozat módosítása:

$$i_h = -\frac{n_a}{n_d}$$

A 3. 88 ábra jelöléseivel az I. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_I = \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}}$$

A 3. 88 ábra jelöléseivel az II. bolygómű fokozat módosítása:

$$i_{II} = \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = 1$$

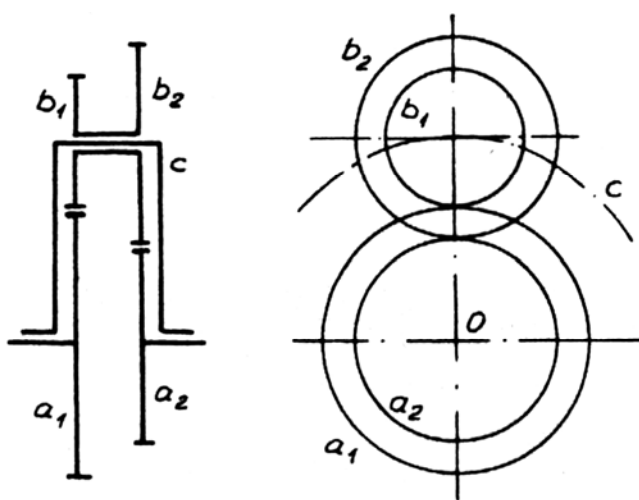
Ezekkel tehát a többfokozatú bolygóműves sebességváltó teljes belső módosítása a sebességváltó hátramenet fokozatában:

$$i_{hátramenet} = -\frac{n_a}{n_d} \cdot \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}} \cdot \frac{n_{d_2}}{n_{c_2}} = -\frac{n_a}{n_d} \cdot \frac{n_{a_1}}{n_{c_1}}$$

Az itt ismertetésre került többfokozatú bolygóműves sebességváltómű a gyakorlatban jól bevált, számos gyár építette be gépjárműibe. Kezelése egyszerű, kényelmes és üzemzavar is ritkán fordult elő. A bolygómű fokozatok kapcsolási elve annyira logikus és átlátható, hogy napjainkban is több modernebb bolygóműves sebességváltóban alkalmazták.

### 3.6.6.3. Külső fogazású bolygóművek

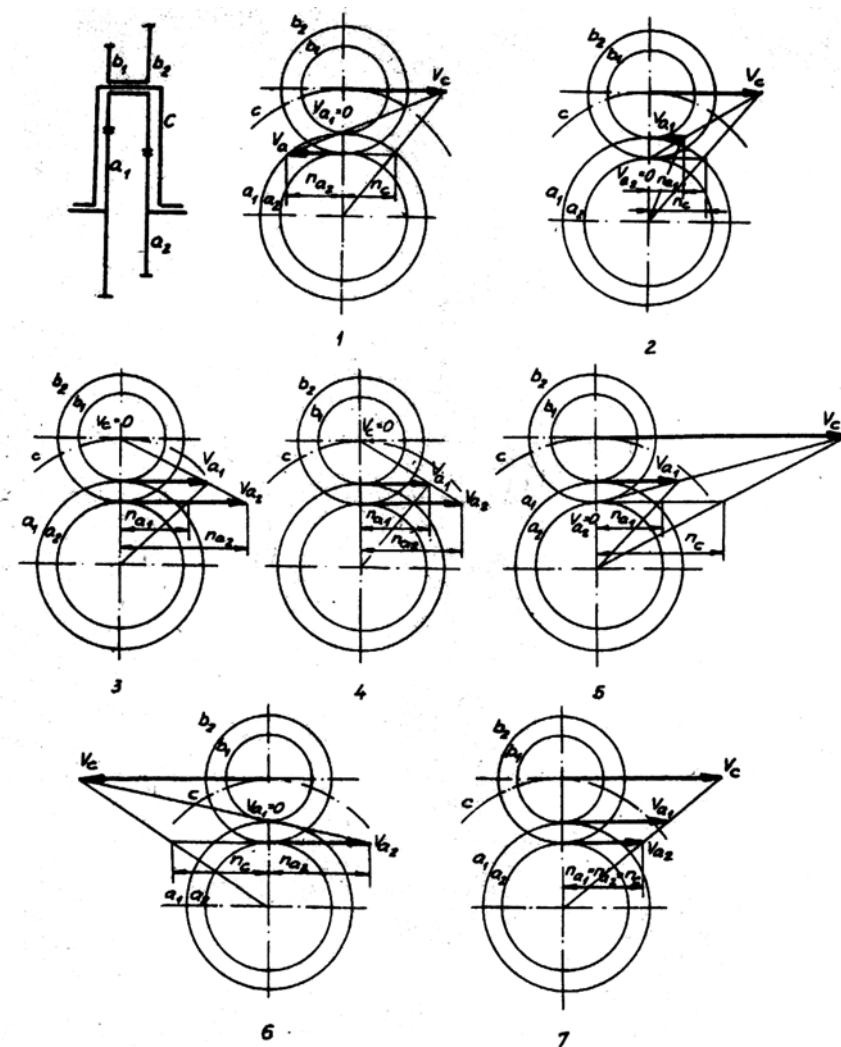
A 3.89 ábrán egy külsőfogazású bolygómű kinematikai vázlatát látható. A szerkezet  $a_1$  és  $a_2$  napkerekekből, a velük kapcsolódó  $b_1$  és  $b_2$  bolygókerekekből, valamint a  $c$  bolygókeréktartó karból áll. A belsőfogazású bolygóműhöz hasonlóan a  $b_1$ , és  $b_2$  bolygókerekek itt is csak összeköttetést biztosítanak a főelemek, jelen esetben az  $a_1$  és  $a_2$  napkerék között.



3. 89 ábra Külső fogazású bolygómű kinematikai vázlatát

A 3. 90 ábrán egy külsőfogazású bolygómű szögsebesség, kerületi sebesség és fordulatszám viszonyai követhetők nyomon.

- 1. A bolygókeréktartó kar  $c$  hajt, az  $a_1$  napkerék rögzített
- 2. A bolygókeréktartó  $c$  kar hajt, az  $a_2$  napkerék rögzített
- 3. Az  $a_1$  napkerék hajt, a  $c$  bolygókeréktartó kar rögzített
- 4. Az  $a_2$  napkerék hajt, a  $c$  bolygókeréktartó kar rögzített
- 5. Az  $a_1$  napkerék hajt, az  $a_2$  napkerék rögzített
- 6. Az  $a_2$  napkerék hajt, az  $a_1$  napkerék rögzített
- 7. A külsőfogazású bolygómű rövidre zárva



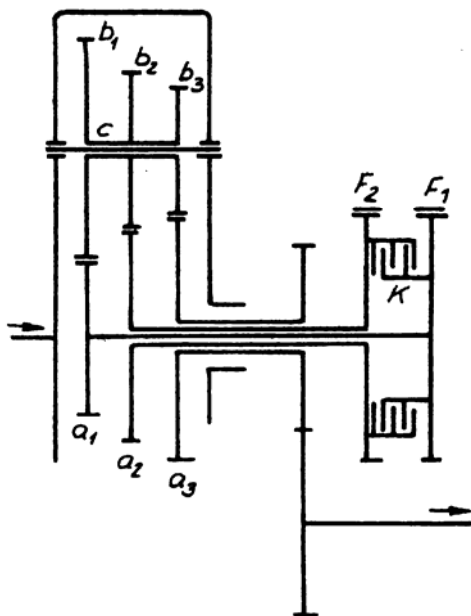
3. 90 ábra Külsőfogazású bolygómű szögsebesség, kerületi sebesség és fordulatszám viszonyai

A külsőfogazású bolygóművel megvalósítható üzemviszonyokat a következő táblázat tartalmazza:

	Hajtó elem	Hajtott elem	Fékezett elem	A hajtott elem forgásiránya	Módosítás
1	c	a <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	ellenkező	lassító
2	c	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	azonos	lassító
3	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	c	azonos	gyorsító
4	a <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	c	azonos	lassító
5	a <sub>1</sub>	c	a <sub>2</sub>	azonos	gyorsító
6	a <sub>2</sub>	c	a <sub>1</sub>	ellenkező	gyorsító
7	összekapcsolva			azonos	1:1

### 3.6.6.4. A T Ford bolygóműves sebességváltója

A külsőfogazású bolygóművel ellátott sebességváltóművek egyik klasszikus példája a Ford "T" modellbe épített sebességváltómű. A 3. 91. ábrán látható a külsőfogazású homlokkerekekből álló sebességváltómű kinematikai vázlata.



3. 91. ábra A "T" Ford bolygóműves sebességváltójának kinematikai vázlata

A motor lendkerékébe nem építettek oldható tengelykapcsolót. A kapcsolást az  $a_1$  és  $a_2$  napkerekek tengelyeire ékelt tárcsákat fékező szalagfékek végzik. A hajtás a  $c$  bolygókeréktartó karon keresztül történik, amely a motorral együtt forgó lendkerékházba van csapágyazva. A lendkerékházban a napkerekek a három bolygócsoporthoz szabadon bolyongnak. Mivel a 120 fokos szögben elhelyezett három bolygó csoportkerék meghatározza a napkerekek gördülőkörét, így ez az elrendezés biztosítja a fogaskerekek tökéletes kapcsolódását.

A szalagfékek ennél a sebességváltóműnél a váltóházon kívül vannak elhelyezve, szárazon működnek, levegővel jól hűthetők. A szalagfékek működésénél keletkező súrlódási hő tehát nem a sebességváltómű olaját melegíti.

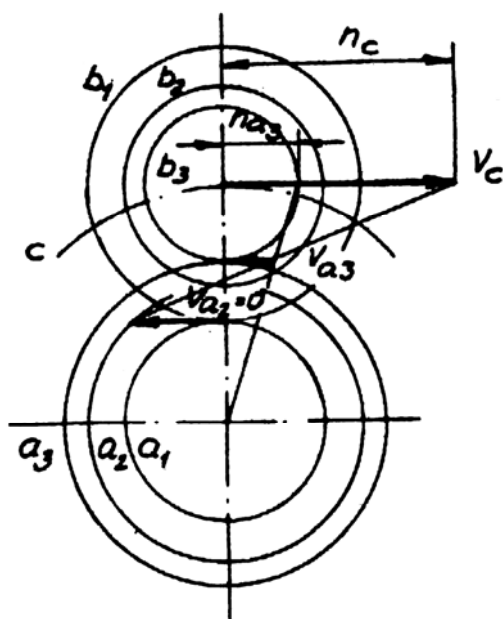
**A "T" Ford bolygóműves sebességváltójának a működése a következő:**

**Első sebességi fokozat:**

- Az  $F_2$  fék működik, rögzíti az  $a_2$  napkereket.
- A  $b_2$  bolygókerék legördül az álló  $a_2$  napkeréken.

- Vele azonos fordulat- számmal forog a másik két bolygókerék  $b_1$  és  $b_3$  is, mivel mereven össze vannak kötve.
- A hajtást a  $b_3$  bolygókerék adja át az  $a_3$  napkeréknek, amely a gépkocsi kerekei felé továbbítja azt.

A „T” Ford külsőfogazású sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai az első sebességfokozatban a 3. 92 ábrán láthatók.



3. 92 ábra “T” Ford váltó sebesség és fordulatszámviszonyai az I. sebességi fokozatban

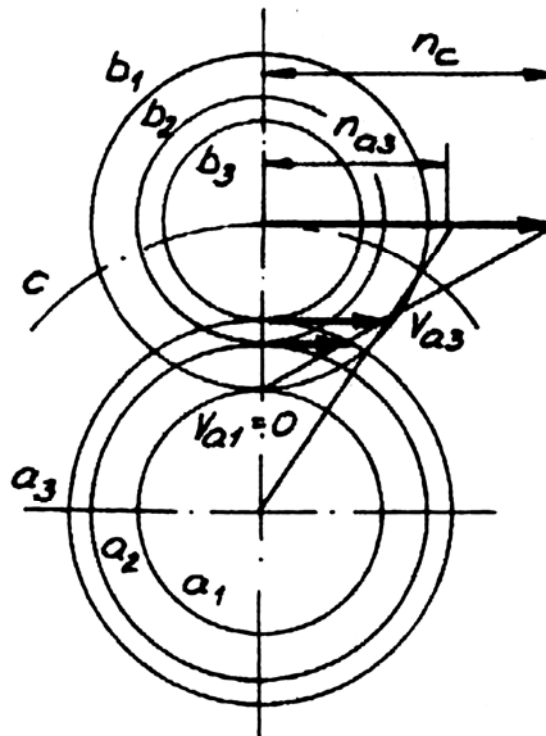
A „T” Ford I. sebességi fokozatának módosítása a 3. 92 ábra alapján:

$$i_{sI} = \frac{n_c}{n_{a_3}}$$

**Második sebességi fokozat:**

- $F_1$  fék működik, rögzíti az  $a_1$  napkereket.
- A második sebességfokozatban tehát ezen az álló  $a_1$  napkeréken gördül le a bolygókerék csoport  $b_1$  bolygókeréke.
- Vele azonos fordulat- számmal forog a másik két bolygókerék  $b_2$  és  $b_3$  is, mivel mereven össze vannak kötve.
- A hajtást a  $b_3$  bolygókerék adja át az  $a_3$  napkeréknek, amely a gépkocsi kerekei felé továbbítja azt.

A „T” Ford külsőfogazású sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a második sebességfokozatban a 3. 93 ábrán láthatók.



3. 93 ábra “T” Ford váltó sebesség és fordulatszámviszonyai az II. sebességi fokozatban

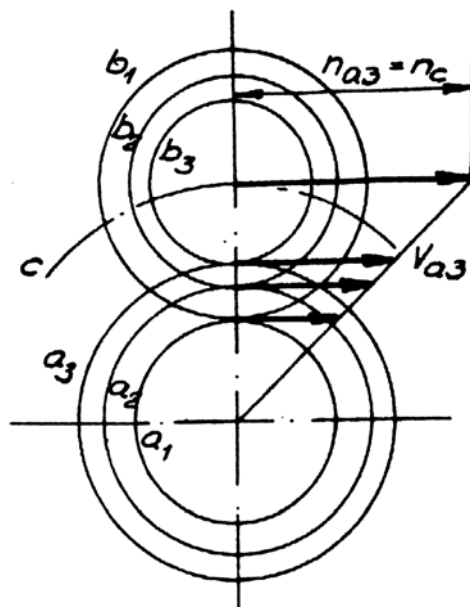
A „T” Ford I. sebességi fokozatának módosítása a 3. 93 ábra alapján:

$$i_{sII} = \frac{n_c}{n_{a_3}}$$

**Harmadik sebességi fokozat:**

- A **K** többlemezes kapcsoló összezárja az **a<sub>1</sub>** és **a<sub>2</sub>** napkereket
- A bolygóműben legördülés nem jöhet létre, a szerkezet minden eleme azonos fordulatszámmal forog (2.96.ábra).
- Az egyes főelemek kerületi sebességei a forgás sugara arányában különböznek egymástól.

A „T” Ford külsőfogazású sebességváltó szögsebesség, fordulatszám és kerületi sebesség viszonyai a harmadik sebességfokozatban a 3. 94 ábrán láthatók.



3. 94 ábra “T” Ford váltó sebesség és fordulatszámviszonyai az III. sebességi fokozatban

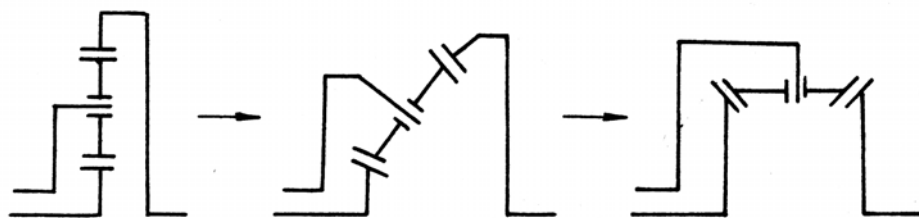
A „T” Ford III. sebességi fokozatának módosítása a 3. 94 ábra alapján:

$$i_{sIII.} = 1$$

A hátramenet kapcsolása irányváltóval történik.

### Kúpfogaskerekes bolygóművek

Gépjárművek szerkezeti elemeiben gyakran előfordulnak kúpkerekes bolygóművek. A kúpkerekes bolygóművek kerületi sebesség, szögsebesség és fordulatszámviszonyai nem igénylik a téma külön tárgyalását, mivel nem képviselnek külön típust, miután bármely kúpfogaskerekes bolygómű leszármaztatható, egy homlok-fogaskerekes bolygóműből, ahogy ez vázlatosan a 3. 95 ábrán látható.



3. 95 ábra Kúpkerekes bolygóművek leszármaztatása

### 3.6.6.5. A bolygóműves sebességváltók szerkezeti egységeinek konstrukciós változatai

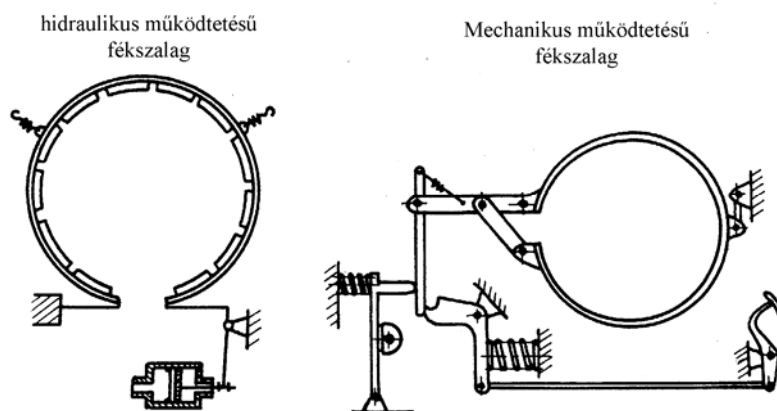
A bolygóműves sebességváltók szerkezeti felépítésénél a legnagyobb problémát a szerkezet geometriai túlhatározottsága jelenti. A tömegek dinamikusan ki-



egyensúlyozása érdekében többnyire három bolygókeréket alkalmaznak. Ahhoz, hogy valamennyi bolygókerék egyidejűleg helyesen kapcsolódjék a központi kerekhez, az utóbbiak fogsám összegének oszthatónak kell lennie a bolygókerék számával. Ahhoz, hogy a több bolygókerék egyenletesen vigye át a teljesítményt, a következő szerkesztési megfontolásokat kell tenni:

- Ha a bolygókeréktartó kart mereven csapágyazzák, akkor a két központi kereket, a napkereket és a gyűrűkereket, radiális játékkal kell szerelni, hogy magától beállhasson a bolygókerék közé. Ez a módszer csak három bolygókerék esetén alkalmazható.
- Ha a bolygókeréktartó kar és a két központi kerék mereven van csapágyazva, akkor a bolygókerékeket egymástól függetlenül rugalmas hüvely, vagy úgynevezett úszócsapágy segítségével kell csapágyazni, S így a bolygókerék állhatnak be szabadon. Két bolygókerék alkalmazása esetén a billentő nyomaték miatt nem alkalmazható.
- Ha a napkerekek és a bolygókerék merev csapágyazásúak, akkor a bolygókeréktartó karnak kell lazább csapágyazást biztosítani. Ilyenkor kissé nehézkes a bolygókeréktartó kar hajtása.
- A tengelyek szokásos alakban készülnek, azonban gyakran a csőtengelyeket alkalmazzák.
- A fogaskerekek csapágyazása más, ha központi kerékről, és más, ha bolygókerékről van szó. A központi kerekéknél ugyanis radiális erő, az elhanyagolható súlyerőn kívül, nincs, tehát legegyszerűbb siklócsapágy is megfelel. A bolygókerékeknél azonban a radiális erő miatt általában tűgörgős csapágyazást alkalmaznak.
- A fékberendezés általában szalagfék, néha kúpos fék, vagy többlamellás tengelykapcsoló. A szalagfék két főrészből áll, fékdobból és fékszalagból. A fékszalag általában vékony acéllemezről készül, aminek a belső felületére súrlódó betét van felszegecselve. A fékszalag meghúzására karos mechanizmus szolgál, melyet vagy hidraulikus munkahenger, vagy előfeszített csavarrugó működtet.

Szalagfékek működtetésének konstrukciós változatai láthatók a 3. 96 ábrán.

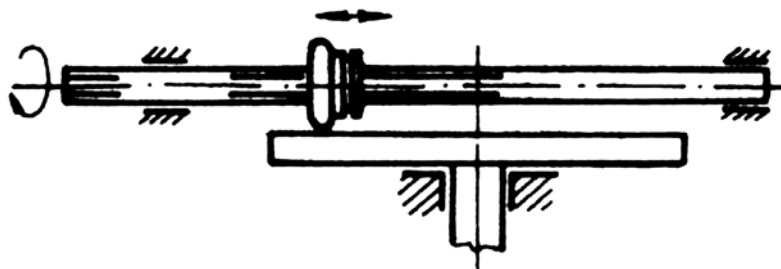


3. 96 ábra Szalagfékek működtetésének konstrukciós változatai

### 3.6.7. Fokozat nélküli mechanikus sebességváltóművek

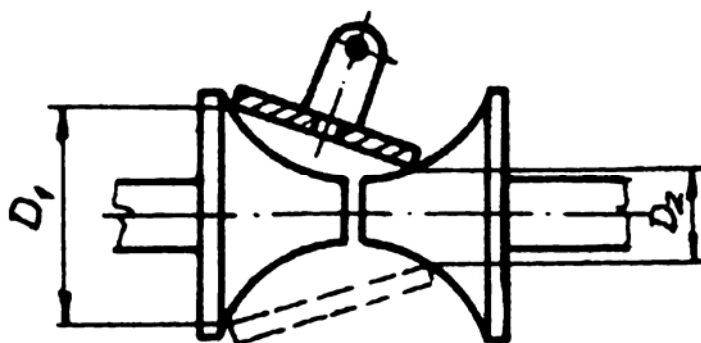
A gépjárművezetés megkönnyítése, továbbá a fokozatmentes nyomatékmódosítás elérése érdekében régóta foglalkoztatja a tervezőket a fokozatmentes sebességváltók gazdaságos, üzembiztos típusának kifejlesztése. A mechanikus rendszerű fokozatmentes sebességváltóműveknél az erőátvitel súrlódással történik, ezért általában, csak kis teljesítmények átadására alkalmasak.

A 3.97. ábrán látható súrlódó tárcsás típus bordázott hajtótengelyén egy kisátmé-  
rőjű dörzskerék mozgatható axiális irányban. A dörzskerék egy, a hajtótengelyre merőleges tengelyű, tárcsához szorul, és attól függően, hogy a tárcsa középpontjától éppen milyen távolságban van, meghatározott módosítást biztosít. A módosítás menetközben fokozatmentesen szabályozható a dörzskerék tengelyirányú elmozdításával. A tárcsa középpontján túl mozdítva ellenkező forgásirányt, azaz hátramenetet biztosít. Ez a megoldása gyakorlatban nem vált be.



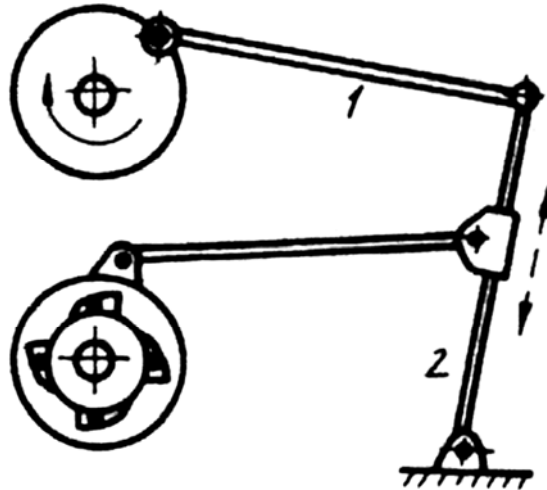
3. 97 ábra Fokozatmentes dörzskerekes váltó

A 3. 98 ábrán látható billenő tárcsás fokozatnélküli váltó kinematikai vázlata látható. A bemenő és kimenő tengelyén egymással szembefordítva két kúpos toroid felület van kialakítva. A két kúpos toroid felület között egy billenthető tárcsa viszi át a nyomatékot az egyik tengelyről a másikra. A tárcsa elbillentésével lehet változtatni a két súrlódó kör átmérőjét  $D_1$ -et és  $D_2$ -öt, illetve ezek arányát. E rendszer előnye, hogy három-négy tárcsa is alkalmazható, így az átvihető nyomaték növelhető.



3. 98 ábra Fokozatmentes billenő tárcsás váltó

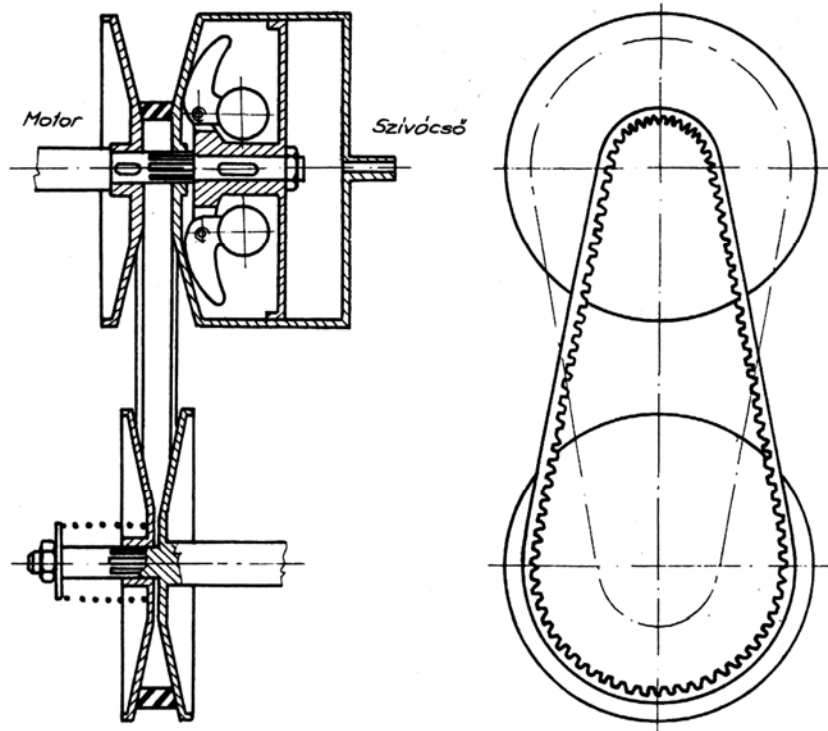
A 3. 99 ábrán egy lengőkaros váltómű kinematikai vázlata látható. Ennél a motor tengelyére szerelt 1 jelű forgattyús kar kényszeríti lengőmozgásra a 2 jelű lengő kart, melynek oldalához egy tolórúd csatlakozik. Ennek a tolórúdnak másik vége egy szabadonfutó külső gyűrűjére van szerelve. Az ide-oda mozgó tolórúd a szabadonfutón keresztül folyamatos forgómozgásra kényszeríti a kimenő tengelyt. A módosítás fokozatmentes szabályozása a tolórúd csuklós végének a lengőrúdon való függőleges eltolásával történik.



3. 99 ábra Fokozatmentes lengőkaros váltó kinematikai vázlata  
A fent felsorolt váltóművek nem váltak be a gépjárművekben.

### 3.6.7.1 Variomatic váltó

A Variomatic sebességváltómű kinematikai vázlata a 3.100. ábrán látható.



3.100. ábra Variomatic sebességváltómű kinematikai vázlata

A motor centrifugális tengelykapcsolón keresztül hajtja a hajtótárcsák kúpkerékét. A hajtó kúpkerék tárcsák, a kerekek féltengelyeire szerelt kúpkerék tárcsákat bordázott ékszíjakkal hajtják. A hajtótengely kúpos ékszíjtárcsáinak horonyszélességét, vagyis, a működő tárcsaátmérőt, centrifugális regulátorok szabályozzák. Ha a motor fordulatszáma csökken, a centrifugális regulátorok a hajtó ékszíjtárcsák hornyát szélesítik, az ékszíz ekkor kisebb átmérőn fut, a lassító módosítás növekszik. A motor fordulatszámának növekedésével a centrifugális regulátorok csökkentik a kúpos hajtótárcsák horonyszélességét, az ékszíz egyre nagyobb átmérőn fut, és így a lassító módosítás csökken, sőt a két kúpos ékszíjtárcsa között gyorsító módosítás is létrejöhet. A kerekeket meghajtó kúpos ékszíjtárcsák hornyait rugóerő tartja olyan helyzetben, hogy az ékszíz mindig feszes legyen. A Variomatic sebességváltómű belső módosítása fokozatmentesen változik, a megvalósítható módosítás értékei megfelelnek egy négyfokozatú sebességváltómű teljes belső módosítási tartományának. A Variomatic sebességváltómű teljesen önműködő, kézi sebességváltó kart alkalmazása szükségtelen.

A hajtótárcsán alkalmazott vákuumos munkahenger feladata, hogy gátolja meg a túl intenzív motorfékhatást. Nagy fordulatszámmal forgó motornál, a gáz elvételekor a szívócsőben nagy vákuum keletkezik, ami nem engedi, a csökkenő motor fordulatszám miatt csökkenő centrifugális erő ellen ható, rugóerőket érvényesülni, azaz a hajtó kúptárcsa feleket szétnyomódni, és ezzel a lassító áttételt növelni. A Variomatic sebességváltómű nagy teljesítmények és nyomatékok átvitelére nem alkalmas. A Variomatic sebességváltóművet kis, 20÷30 kW teljesítményű motorok esetén alkalmazhatják. A bordázott ékszíjak élettartamát 60 000 km. Ennek lefutása után ékszíjcserét szükséges, melyet gyorsan és viszonylag egyszerűen el lehet végezni.

### **3.7. Hidraulikus sebességváltóművek**

#### **3.7.1. Hidrosztatikus sebességváltóművek**

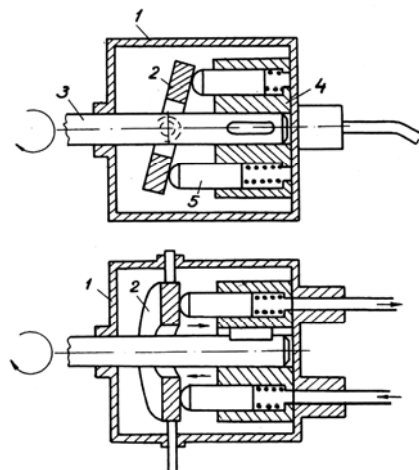
A hidrosztatikus sebességváltómű két fő részből áll:

- A belsőégésű motorral hajtott szivattyúból
- A jármű kerekébe, vagy annak közvetlen közelébe épített hidrosztatikus motorból.

A szivattyúnak vagy a motornak, esetleg mindkettőnek változtatható térfogatúnak kell lennie, hogy a hidrosztatikus hajtás módosítása szabályozható legyen.

A 3. 101. ábrán ferdetárcsás axiáldugattyús szivattyú két egymásra merőleges metszete látható. Az **1** ház és a **2** ferde tárcsa áll. a **3** tengely, a **4** tengelyre ékelt szivattyú tömb. A szivattyú tömb a benne levő dugattyúkkal forog. A dugattyúkat a ferde tárcsa kényszeríti tengely irányú, axiális mozgásra. A lökethossz, és

ezzel a szállított folyadékmennyiség, a tárcsa ferdeségének állításával változtatható. A szívó, és nyomócső nyitását és zárását maga a forgó hengertömb végzi.



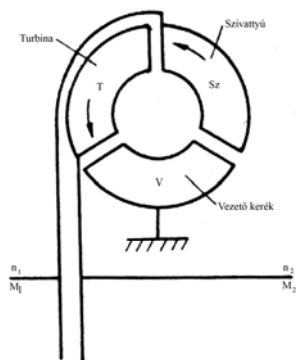
3. 101. ábra Ferdetárcsás axiáldugattyús szivattyú, illetve motor metszetei

A ferdetárcsás dugattyú fordított üzemben, azaz motorként is alkalmazható.

A hidrosztatikus sebességváltóművek komplett erőátviteli rendszernek is felfoghatók, mivel a jármű kerekeibe, vagy annak közvetlen közelébe épített hidrosztatikus motorok esetén az egész hagyományos erőátviteli rendszert, tengelykapcsolót, sebességváltóművet, kardántengelyt és a differenciálművet is helyettesíteni képesek. Alkalmazása napjainkig gépjárművek hajtására nem terjedt el, mivel hatásfoka még nem megfelelő, előállítási költségei nagyok, zajos és nagyobb teljesítmények átadásához túl nagyméretű szerkezet szükséges.

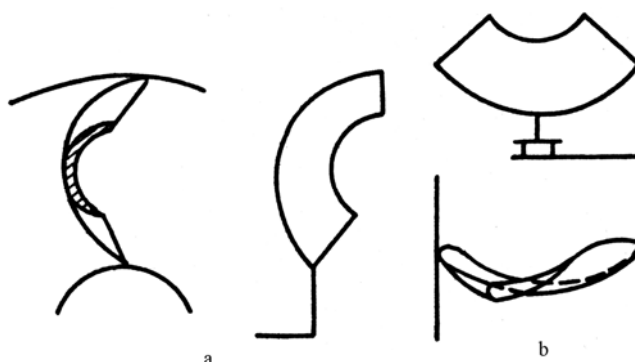
### 3.7.2. Hidrodinamikus nyomatékváltók

A hidrodinamikus tengelykapcsolóhoz hasonlóan, a hidrodinamikus nyomatékváltó is a folyadék mozgási energiáját használja fel a nyomaték átadására. Alapvető különbség azonban, hogy amíg a hidrodinamikus tengelykapcsoló két forgó lapátkoszorúja, a szivattyú és a turbina, nem alkalmas a bevezetett nyomaték megnövelésére, addig a hidrodinamikus nyomatékváltóba beépített harmadik lapátkoszorú, az álló vezetőkerék, vagy más néven sztátor lehetővé teszi a nyomaték növelését. A hidrodinamikus nyomatékváltó elvi felépítése a 3. 102 ábrán látható.



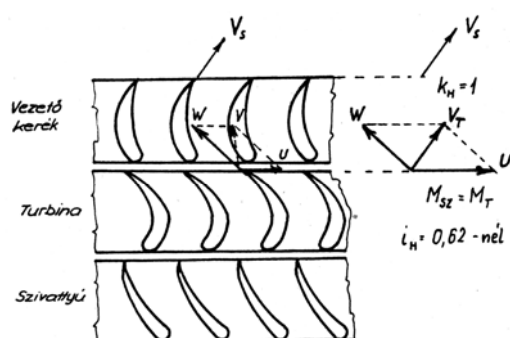
3. 102 ábra Hidrodinamikus nyomatékváltó elvi felépítése

A hidrodinamikus nyomatókváltó lapátjai speciálisan hajlítottak, ellentétben a hidrodinamikus tengelykapcsoló radiálisan elhelyezkedő egyenes lapátjaival, ahogy ez a 3. 103. ábrán látható.



3. 103 ábra Hidrodinamikus nyomatókváltók a radiális illetve b axiális átömlésű lapátprofiljai

A turbina és a vezetőkerék lapátjainak görbületei úgy vannak kialakítva, hogy az átáramló folyadékot jelentős irányváltoztatásokra kényszerítik. A lapátkoszorúk egymáshoz viszonyított helyzetét a 3. 104. ábra mutatja, ahol a három lapátkoszorú kiterítve látható.



3. 104. ábra Hidrodinamikus nyomatókváltó lapátkoszorúi síkba terítve

A hidrodinamikus nyomatókváltó működése, azaz a nyomatóknövelés folyamata a 3. 104 ábra alapján a következő:

- A szivattyúkerékből a turbinakerékbe áramló folyadék a turbinakerék erősen hajlított lapátjain jelentékeny irányváltoztatást szenved, miközben mozgási energiájának egy részét átadja a turbinakeréknek.
- A turbinából a  $v$  abszolút sebességgel, amely a turbina  $u$  kerületi sebességének, és a  $w$  lapátirányú folyadékáramlási sebességnek a vektori összege, kilépő folyadék a rögzített vezetőkerékbe a sztátorba jut.
- A vezetőkerék a folyadékáramlás irányát az ábrán láthatóan ismét az eredeti iránya felé téríti.
- Az áramló folyadék irányváltoztatása közben a vezetőkerék lapátjaira támaszkodva, azt ellenkező irányban akarja forgatni.

- Az így keletkező nyomatékot a hidrodinamikus nyomatékváltó háza veszi fel, melyhez a vezetőkerék rögzítve van.
- Ez a reakciónyomaték, amely a vezetőkeréken ébred, a turbinakerékben jelentkező nyomatéknak és a szivattyúkeréken leadott nyomatéknak, vagyis a kimenő és a bemenő nyomatéknak a különbsége.

$$M_V = M_T - M_{S_z}$$

Ez a három nyomaték mindig egyensúlyban van, vagyis

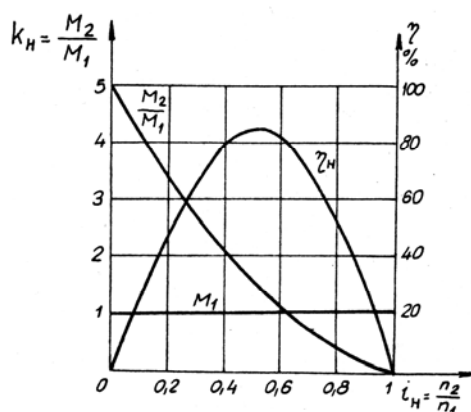
$$M_{S_z} + M_v - M_T = 0$$

Ebből a kimenő nyomaték

$$M_T = M_{S_z} + M_V$$

Azaz a turbinakeréken jelentkező kimenő nyomaték egyenlő a szivattyúkeréken bevezetett nyomatéknak, ami a motor nyomatékával egyenlő, és a vezetőkeréken ébredő reakciónyomatéknak az összegével.

A hidrodinamikus nyomatékváltó jól jellemezhető a 3. 105 ábrán látható jelleggörbékkel, melyek a fordulatszámiszony, vagyis a módosítás függvényében ábrázolják a nyomaték és a hidraulikus hatásfok változását.



3.105 ábra Hidrodinamikus nyomatékváltó jelleggörbéi

A jelleggörbét fékpadi mérésekkel lehet elkészíteni. A vizsgált nyomatékváltót hajtómű fékpadra helyezik, és a terhelést fokozatosan növelve, a következő paramétereket mérik:

- A szivattyúkerék fordulatszámát  $n_{S_z} = n_1$
- A turbinakerék fordulatszámát  $n_T = n_2$
- A szivattyúkerék nyomatékát  $M_{S_z} = M_1$
- A turbinakerék nyomatékát  $M_T = M_2$

$M_{S_z} = M_{\text{Motor}}$  azaz a szivattyúkerék nyomatéka motor nyomatékával

A mért adatok alapján számítható:

- A nyomatékváltó fordulatszám módosítása  $i_H = \frac{n_T}{n_{S_z}} = \frac{n_2}{n_1}$
- A nyomatékváltó nyomatékmódosítása:  $k_H = \frac{M_T}{M_{S_z}} = \frac{M_2}{M_1}$
- A hidraulikus hatásfok:  $\eta_H = \frac{P_T}{P_{S_z}} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_{S_z} \cdot \omega_{S_z}} = \frac{M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_T}{M_{S_z} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{S_z}} = k_H \cdot i_H$

A fenti értékek meghatározása alapján szerkesztett karakterisztika mutatja, hogy a hidrodinamikus nyomatékváltó, nyomaték módosítása indításkor körülbelül  $k_H=2\div 5$ szörös nyomatéknövelésre alkalmas, továbbá, hogy hatásfoka  $\eta_H$  csak az  $i_H=0,5$  fordulatszám módosítás közelében, aránylag szűk tartományban éri el a közel 80 % értékét, ettől eltérő fordulatszámarányoknál erősen csökken.

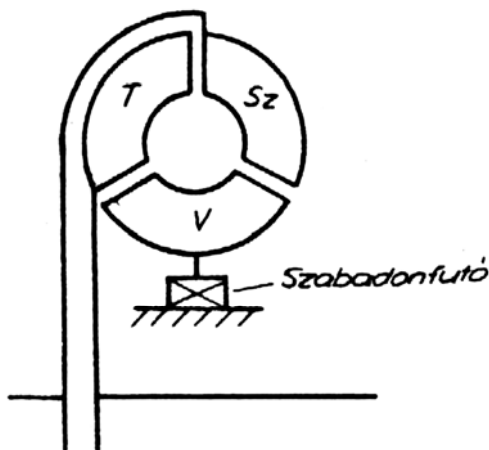
A hidrodinamikus nyomatékváltó jelleggörbéiből kitűnik, hogy a fordulatszám módosítás  $i_H = 0,62$  közelében, a nyomatékmódosítás értéke  $k_H=1$ -gyel, azaz a turbinakerék nyomatéka megegyezik a szivattyúkerék nyomatékával. Ez akkor következik be, amikor a turbinakerékből kilépő folyadék  $v_T$  abszolút sebességvektorának az iránya, a turbinakerék  $u$  kerületi sebességének növekedése miatt, megegyezik a vezetőkerékből kilépő folyadék sebességvektorának irányával. Ekkor ugyanis a vezetőkerék nem kényszeríti irányváltoztatásra az áramló folyadékot azaz az  $M_V=0$ . Ebből a már ismert egyenletből következik, hogy

$$M_T = M_{S_z} + M_V = M_{S_z}$$

Az  $i_H=0,62$  fordulatszám-módosítási értéket túlhaladva  $k_H < 1$ , azaz  $M_T < M_{S_z}$  a szerkezet tehát nyomatékokat csökkent, és a hatásfok értéke is rohamosan csökken. A fentiek miatt a hidrodinamikus nyomatékváltóknak ezt a rögzített vezetőkerékkel ellátott változatát gépjárműveknél nem alkalmazzák.

### 3.7.2.1. Komplex hidrodinamikus nyomatékváltó

A komplex hidrodinamikus nyomatékváltó vezetőkeréke szabadonfutó szerkezettel kapcsolódik a házhoz, ahogy ez a 3. 106 ábrán is látható.

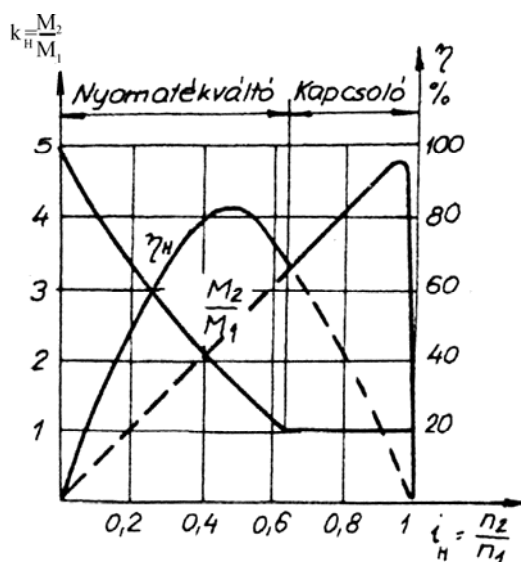


3. 106 ábra Komplex hidrodinamikus nyomatékváltó



A szabadonfutó csak a turbinakerék forgásirányával ellentétes forgásiránban zár, azaz csak a reakciónyomatékot képes felvenni. Amikor a turbinakerékből kilépő folyadék abszolút sebességének  $v$  iránya megváltozik, a szabadonfutó engedi, hogy a vezetőkerék együtt forogjon a turbinakerékkel. Ettől kezdve, miután a vezetőkeréken nem ébred nyomaték, a komplex hidrodinamikus nyomatékváltó egyszerű hidrodinamikus tengelykapcsolóként működik, melynek hatásfoka a fordulatszám módosítással egyenlő, így  $\eta_H$  a turbinakerék fordulatszámának növekedésével együtt növekszik, végül  $i_H=1$  közelében letörik.

A komplex hidrodinamikus nyomatékváltó 3. 107 ábrán látható jelleggörbéiből következik, hogy egyaránt biztosítja az egyszerű hidrodinamikus nyomatékváltó nagy indítónyomatékát, és az üzem közben leggyakrabban előforduló fordulatszámokon a hidrodinamikus tengelykapcsoló jó hatásfokát.

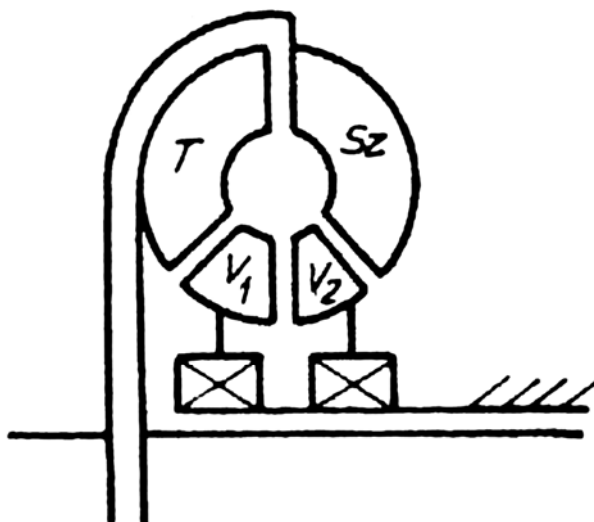


3. 107 ábra Komplex hidrodinamikus nyomatékváltó jelleggörbéi

A komplex hidrodinamikus nyomatékváltók hatásfoka elérheti a 80÷90 %-ot, tengelykapcsoló üzemben pedig a 93÷96 %-ot, sőt nagy sebességeknél  $\eta_H = 98\%$  is lehet.

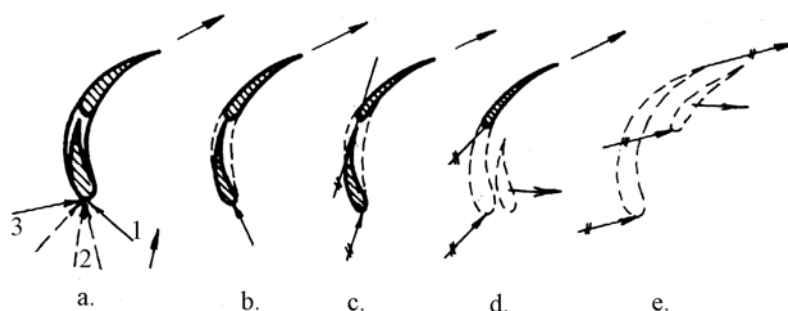
### 3.7.2.2. Többfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékváltók

A hidrodinamikus nyomatékváltóknak aránylag kis fordulatszám tartományban kedvező a hatásfoka. A nagy hatásfokú fordulatszámviszonyok tartományát a lapátok megosztásával lehet kiszélesíteni. Ilyen megoldás például az, hogy a többfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékváltóknál a vezetőlapát koszorú két részből készül, és külön-külön szabadonfutóval kapcsolódik a nyomatékváltó házhoz, ahogy ezt a 3. 108 ábrán látható elvi vázlat mutatja.



3. 108 ábra Háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékvtó

A 3. 109 ábrán a két részből álló vezetőkerék lapátjai láthatók több fázisban:

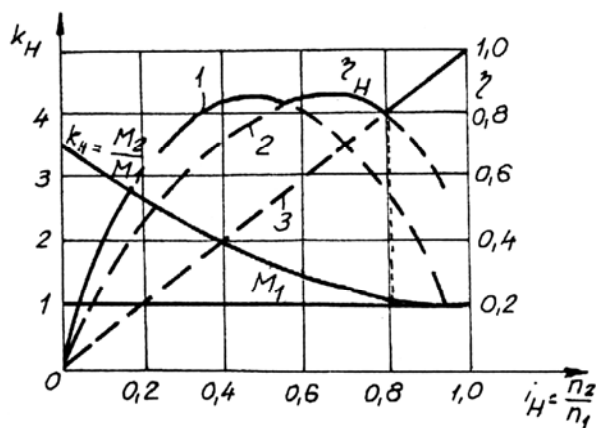


3. 109 ábra A két részből álló vezetőkerék lapátjainak működése

- A 3. 109/a. ábrán látható az eredeti lapátprofil, és az eredetit helyettesítő két rövidebb lapát profilja, valamint a turbinakerékből érkező folyadék abszolút sebességének iránytartománya. Az turbinakerékből kilépő folyadék iránytartományában a kilépő irány változása során az háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékvtó osztott vezetőkerékének lapátkoszorúi a következő módon működnek:
- Az 1-gyel elölt vektor, az álló turbinakerékhez tartozik, a turbinakerék felgyorsulásával a vektor fokozatosan közeledik a függőlegeshez, 2jelű vektor, majd egyre jobban átfordul ellenkező irányba 3 jelű vektor, és hátulról éri a vezetőkerék lapátkoszorúját.
- A 3. 109/b. ábrán látható belépési irány esetén a folyadék még eléggé jobbról érkezik, és mindkét vezetőlapáton irányváltoztatásra kényszerül.

- A 3. 109/c. ábrán látható esetben az áramló folyadék belépési iránya megegyezik az első lapát kilépő élének irányával. Ekkor első vezetőlapát már nem tudja megváltoztatni a folyadékáramlás irányát, de fordítva, a folyadék sem fejt ki tangenciális erőt erre a lapátra.
- A 3. 109/d. ábrán az egyre gyorsuló turbinakerékből érkező folyadék az osztott vezetőkerék belépő lapátkoszorújának hátoldalára érkezik, és azt a turbina koszorúval való együttforgásra kényszeríti, mivel azt a szabadonfutó szerkezet ebben az irányban nem rögzíti. Az első lapát tehát elindul, és terhelés nélkül forog a turbínával együtt, de második lapátkoszorú még áll és még módosítja az átvihető nyomatékot, mert a belépő folyadék irányát még mindig eltéríti.
- A 3. 109/e. ábrán már a háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékváltó, hidrodinamikus tengelykapcsoló üzemmódja látható, amikor a turbina fordulatszámának növekedése miatt a belépő folyadék sebességének iránya már mindkét vezetőlapátot együttforgásra kényszeríti

A fentiekben ismertetett háromfázisú komplex nyomatékváltó nyomatékviszony és hatásfok jelleggörbéi a 3. 110. ábrán láthatók.



3. 110. ábra Háromfázisú komplex hidraulikus nyomatékváltó jelleggörbéi

Az 1 jelű hatásfokgörbe az első fázisra vonatkozik, amikor a vezetőkerék mindkét része áll, a 2 jelű hatásfok görbe a második fázisra vonatkozik, mikor is a vezetőkerék első része együttforgásra kényszerül, a 3 jelű hatásfok diagram már a jól ismert hidrodinamikus tengelykapcsoló üzeme a hidrodinamikus komplex háromfázisú nyomatékváltónak. Ez a nyomatékváltó üzemének harmadik fázisa.

A 3. 110 ábra szerint a háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékváltó legnagyobb nyomaték növekedést indulásnál szolgáltatja ahol a turbina koszorú fordulatszáma  $n_T=0$ , illetve

$$i_H = \frac{n_T}{n_{Sz}} = \frac{n_2}{n_1} = 0, \text{ illetve } k_H = \frac{M_T}{M_{Sz}} = \frac{M_2}{M_1} \approx 3,5$$

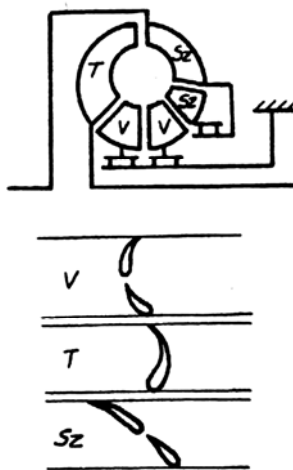
A háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatókváltó legjobb hatásfoka, 3. 110 ábra szerinti jelleggörbék alapján, az  $i_H=0,48$  körül van, értéke  $\eta_H = 0,83$  körüli.

A turbina lapátkoszorú fordulatszámának, vagyis a fordulatszámok viszonyának növekedésével romlana a háromfázisú komplex hidrodinamikus nyomatókváltó hatásfoka, viszont  $i_H=0,55$  körül az első vezetőkerék lapátkoszorúját. már hátoldalán éri a turbina koszorúból kilépő folyadékáram és az első vezetőkerék lapátkoszorú forogni kezd. Itt lép be a második fázis, innentől a 2 jelű hatásfok görbe érvényes, melynek optimális értékei

$$i_H=0,75 \text{ körül, } \eta_H = 0,86$$

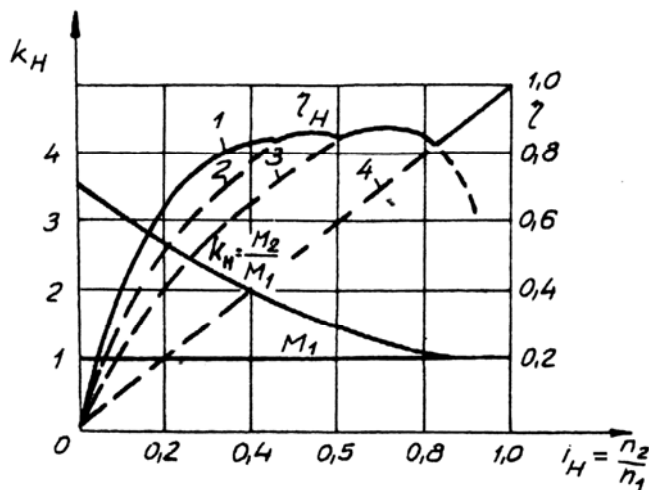
A harmadik fázisban  $i_H= 0,80$  után már mindkét vezetőkerék forog, a háromfázisú komplex hidraulikus nyomatókváltó ettől a fordulatszám viszonytól tengelykapcsoló üzemmódban működik. Nyomatóknövekedés nincs, hatásfoka a fordulatszámviszonnyal egyenes arányban növekszik.

A hidraulikus nyomatókváltó hatásfokát tovább növelték a polifázisú rendszerrel. Ennél a rendszernél a vezetőkerék két részre osztásán és két független szabadonfutó szerkezettel való csatlakoztatásán túl a szivattyúkeréket is megosztották, külön primer és szekunder szivattyú lapátkoszorúkat alkalmazva. A polifázisú hidrodinamikus nyomatókváltó kinematikai vázolata a 3. 111. ábrán látható.



3. 111 ábra Polifázisú hidrodinamikus nyomatókváltó kinematikai vázolata

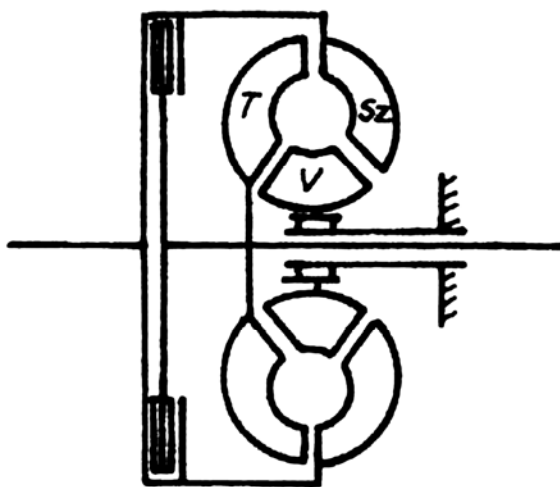
A polifázisú rendszerrel a két vezetőkeréken túl a szekunder szivattyúkerék is szabadonfutó szerkezeten keresztül csatlakozik a polifázisú hidrodinamikus nyomatókváltó házához. Polifázisú hidrodinamikus nyomatókváltó jelleggörbéi a 3. 112. ábrán láthatók. A négy fázis közül háromban nyomatókváltóként, a negyedikben, tengelykapcsoló üzemban működik. Polifázisú hidrodinamikus nyomatókváltó hatásfoka már igen tág fordulatszámhatárok között kedvező értékű.



3. 112 ábra Polifázisu hidrodinamikus nyomatékváltó jelleggörbéi

### 3.7.2.3. Direkt kapcsolású hidrodinamikus nyomatékváltó

A hidrodinamikus nyomatékváltó hatásfoka jelentősen javítható, ha a kritikus  $k_H=1$  pontban, melytől a szerkezet mint hidrodinamikus tengelykapcsoló működne, a szivattyú és a turbinatengelyt egy súrlódó tengelykapcsoló segítségével összezárják ahogy ez a 3. 112 ábrán is látható.



3. 113 ábra Direkt kapcsolású hidrodinamikus nyomatékváltó

A súrlódó tengelykapcsoló bekapcsolásával a hidrodinamikus hajtómű kiiktatódik mindhárom lapátkerék az egész folyadéktömeeggel együtt forog, a hajtómű mechanikussá válik, és hatásfoka ugrásszerűen megnő  $\eta_H = 1$  lesz. A hidrodinamikus nyomatékváltók és a hidrodinamikus tengelykapcsolók működéséhez elengedhetetlenül szükséges fordulatszám különbség, szlip hirtelen megszűnése következtében, a motor fordulatszáma ugrásszerűen csökken, ami a motor nyomaték bizonyos mértékű, hirtelen növekedéséhez vezet. Ez a motor nyomaték-

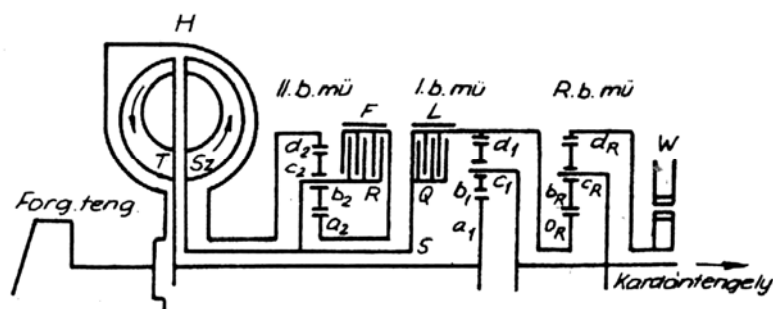
rugalmisságától is függő nyomaték-növekedés kedvezően befolyásolja a jármű dinamikáját.

A direkt kapcsolású hidrodinamikus nyomaték-váltókat szívesen alkalmazzák a városi autóbuszoknál, ahol gyakori a gyorsítás. A hidraulikus nyomaték-váltókat, a hatásfok további javítása, és a különleges terepviszonyok leküzdése, továbbá hátramenet kapcsolása érdekében mechanikus sebességváltó-szerkezettel szokták kiegészíteni. A nyomaték-váltók nem kívánnak különleges gondozást. Az olajsintet kell időközönként ellenőrizni és hiány esetén, az előirt különleges olajjal utántölteni. Esetenként olajpróbát kell venni, és bizonyos öregedés esetén olajcserét kell végrehajtani. Mivel a nyomaték-váltónak mechanikusan kapcsolódó alkatrésze nincs, az alkalmazott labirinttömítések súrlódó részek nélkül vannak kiképezve, kopás alig van. A gördülő csapágyakat az olaj keni, élettartamuk nagy. A gondozási és karbantartási költségek elenyészők.

### 3.8. Automata sebességváltók

A gépjárművek vezetésének megkönnyítése céljából egyre elterjedtebben alkalmazzák az automata sebességváltóműveket. A sebességváltás automatizálása mellett természetesen mindig fő szempont maradt az ideális vonóerő görbe megközelítése, a sebességlépcsők helyet, a fokozatnélküli nyomaték-növelés elérése. Kezdetben csak különleges gépjárműveket szereltek fel automata sebességváltóval. A gyors fejlődés, ami különösen a szerkezetek megbízhatóságában és egyre alacsonyabb előállítást költségében mutatkozott, lehetővé tette a szériagyártást, és ezzel az alkalmazási területük bővítését. Az automata sebességváltóművek alkalmazása egyre inkább terjed, majdnem minden nagyobb gyár kifejlesztett saját gépkocsijai részére egy-két típust. Az önműködő sebességváltókat szerkezeti felépítésük és működési elvük szerint a következő csoportokba sorolhatjuk:

- **Homlok fogaskerekes többfokozatú szinkronizált sebességváltóművek**, a motor súrlódó tárcsás tengelykapcsolója előtt hidrodinamikus tengelykapcsolóval. Az egyes sebességfokozatok kapcsolása félig vagy teljesen automatikus. A súrlódótárcsás tengelykapcsoló is önműködő vezérléssel van ellátva.
- **Bolygóműves többfokozatú sebességváltóművek**, melyeknél a sebességi fokozatok kapcsolása automatikus vezérléssel ellátott szalagfékek vagy többlemezes, lamellás tengelykapcsolók segítségével történik, Ezek a sebességváltóművek hidrodinamikus tengelykapcsolóval vannak ellátva. A 3. 114 ábrán egy hidrodinamikus tengelykapcsolóval ellátott bolygóműves, többfokozatú, automata sebességváltó egy lehetséges változatának kinematikai vázlatát látható.



3. 114 ábra Hidrodinamikus tengelykapcsolóval ellátott bolygóműves, többfokozatú, automata sebességváltó

A 3. 114 ábra látható hidrodinamikus tengelykapcsolóval ellátott bolygóműves, többfokozatú, automata sebességváltómű kinematikai vázlatán látható, hogy a hidrodinamikus tengelykapcsoló szivattyúrésze **Sz** nincs a lendkerékhez erősítve, hanem a lendkerékkel együtt forgó külső ház **H** a **c<sub>2</sub>** karok segítségével adja át a hajtást az **S** üreges tengelynek, amelyre a szivattyú lapátjai vannak erősítve. Ezzel a megoldással érték el, hogy a négy előremeneti sebességfokozat kapcsolásához két bolygómű fokozat is elegendő. A hátramenethez külön bolygómű tartozik.

Amint a fentiekből látjuk, a hidrodinamikus tengelykapcsoló a bolygóműves mechanikus sebességváltóművek szerves része, és más fordulatszámmal is járhat mint a motor. A hidrodinamikus tengelykapcsoló **Sz** szivattyú lapátkoszorúja és **T** turbina lapátkoszorúja a lendkerékházban olajnyomás alatt állnak, eltérően a normális hidrodinamikus kapcsolóktól, amelyekben csak a lapátkerek forgása által létesített olajnyomás keletkezik. A bolygóművek lefékezésére két szalagfék **F** és **L** szolgál. Az **F** jelű szalagfékkel lefékezhető a II. bolygómű fokozat **a<sub>2</sub>** napkerekére. Az **L** jelű szalagfék az I. bolygómű fokozat **d<sub>1</sub>** gyűrűkerekének lefékezését biztosítja. A két többlemezes kapcsoló közül az **R** jelűvel összekapcsolható, és ezzel rövidre zárható, a II. bolygómű fokozat **a<sub>2</sub>** napkerekére és **c<sub>2</sub>** bolygókerék tartókarja. A **Q** jelű többlemezes kapcsolóval összekapcsolható az I. bolygómű fokozat gyűrűkerekére az **S** jelű csőtengellyel, melyhez csatlakoztatva van a II. bolygómű fokozat **c<sub>2</sub>** bolygókerék tartókarja. A hátramenet kapcsolásához pedig a **W** fogas kapcsoló tartozik.

Az egyes sebességi fokozatok bekapcsolásakor bolygóműves, többfokozatú, automata sebességváltó működtetése a következő:

- *Üresjáratban* valamennyi fék és lemezes kapcsoló oldva van.
- *Az első sebességi fokozat* kapcsolásakor a II. bolygómű fokozat **F** szalagféke zárt, álló helyzetben tartja az **a<sub>2</sub>** napkereket, az I. bolygómű fokozat **L** jelű szalagféke szintén zárt, és a **d<sub>1</sub>** gyűrűkereket rögzíti. Ekkor a II. bolygómű fokozat módosításának arányában csökkenti a szivattyú sebességét, a lendkerékház, illetve a motor fordulatahoz képest. A turbina fordulátát pedig az **L** bolygómű csökkenti le, belső módosításának az arányában. A két bolygómű tehát sorba van kapcsolva. A bolygóműves,

többszorosított, automata sebességváltó összes módosítását a sorba kapcsolt bolygóművek önálló belső módosításainak szorzata adja.

$$i_{\text{elsősősebesség}} = i_I \cdot i_{II}.$$

- A *második sebességi fokozat* kapcsolásakor II. bolygómű fokozat többszemes kapcsolója **R**, és az I. bolygómű fokozat szalagfékje **L** zárt. A második sebességfokozat módosítása ebben az esetben az I. bolygómű fokozat módosításával lesz egyenlő, mivel az **R** lemezes kapcsoló a bolygóműves sebességváltó I. bolygómű fokozatát rövidre zárja. A bolygóműves, többszorosított, automata sebességváltó összes módosítását az I. bolygómű fokozat önálló belső módosítása adja.

$$i_{\text{másodiksebesség}} = i_I.$$

- A *harmadik sebességi fokozat* kapcsolásakor a II. bolygómű fokozat **F** szalagfékje és az I. bolygómű fokozat **Q** többszemes kapcsolója zárt. Ekkor a **Q** többszemes kapcsoló rövidre zárja az I. bolygómű fokozatot, így a bolygóműves, többszorosított, automata sebességváltó összes módosítását a II. bolygómű fokozat teljes belső módosítása adja.

$$i_{\text{harmadiksebesség}} = i_{II}.$$

- A *negyedik sebességi fokozat* kapcsolásakor mindkét bolygómű fokozat többszemes kapcsolója **Q** és **R** zárt. Így mindkét bolygómű fokozat rövidre van zárva, az egész rendszer együtt forog. A teljes módosítás

$$i_{\text{negyediksebesség}} = 1$$

- *Hátramenetnél* a II. bolygómű fokozat **F** fékszalagja és a hátrameneti **R** jelű bolygómű fokozat **W** fogas kapcsolója zárt. Ez esetben mindhárom bolygómű fokozat működik. Ezzel a hátramenet módosítása

$$i_{\text{elsősősebesség}} = i_I \cdot i_{II} \cdot i_H$$

A hátramenet kivételével, amely mechanikusan kapcsolható, a fékszalagokat és a többszemes kapcsolókat olajnyomás működteti. Az egyes sebességfokozatok kapcsolásához, szükséges nagynyomású olajat két olajszivattyú biztosítja. Az egyiket a motor hajtja, és egyrészt a hidrodinamikus tengelykapcsolót, másrészt a váltómű kapcsolószerveit látja el nagynyomású olajjal. A másik olajszivattyút a kardántengely hajtja. Az olajnyomás szabályozását egy nyomásszabályzó szelep végzi. Az olajszivattyúk által szállított olaj a kormánykeréken elhelyezett, kézikaral szabályozható választó szelepbe kerül, innen pedig a sebességváltó



szelepekhez. A szelepek, a motor terhelésétől és a gépkocsi sebességétől függően, önműködően juttatják a megfelelő vezetékekbe a nagynyomású olajat, ami a szalagfékek, valamint a többlemezes kapcsolók nyitását és zárását végzi. A motor teljesítményét a gázpedál segítségével változtathatjuk, és növekvő sebességnél a váltómű automatikusan, egymás után kapcsolja a megfelelő sebességi fokozatokat.

A bolygóműves, többfokozatú, automata sebességváltó művel ellátott gépkocsi vezetésénél, a kormánykeréknél elhelyezett választókart kell kezelni, amelyet öt helyzetbe lehet állítani.

- **DR**            normál menet (*Drive Range*)
- **LR**            lassú (terep) menet (*Low Range*)
- **N**             üresjárat (*Neutra*)
- **R**             hátramenet (*Reverse*)
- **P**             rögzített hajtómű (*Parking*).

Ha a gépkocsi áll, a választókart **N** helyzetbe kell állítani. **N** helyzetben vontatható is a gépkocsi. Hosszabb vontatásnál azonban ajánlatos a kardántengelyt szétkapcsolni, mert az üresen forgó sebességváltómű belső súrlódásai nagyok. A motor beindítása indítómotorral történik. Ha az akkumulátor vagy az indítómotor elromlik, a gépkocsit csak behúzatással lehet beindítani. Ezután a választókart **DR** helyzetbe kell állítani. Ha jó az üresjárat fordulatszám beállítása, a gépkocsi álló helyzetben marad. A gépkocsi elindítása gázadással történik. A gázadással, illetve a gépkocsi sebességének fokozásával egyidejűleg az egyes sebességek önműködően kapcsolódnak, egészen a IV. vagy direkt sebességig. Ha nehéz terepen vagy erős emelkedőn kell haladni, akkor a választókart a terepmentre **LR** állásba kell állítani. Ekkor magasabb sebességfokozatokba csak a motor jelentős túlpörgetése esetén kapcsol az automata vezérlőszerkezet. A gépkocsi gyakorlatilag csak az I. és II. sebességfokozatokkal fog haladni. Hátramenetkor a választókart az **R** állásba kell helyezni. A választókart **P** parkolási helyzetbe kapcsolva a kimenő tengelyt a hajtóműházhoz rögzíti egy mechanikus kapcsoló. Erre azért van szükség, mert a hidrodinamikus kapcsolóval ellátott járművet nem lehet a hagyományos módon, sebességfokozatba kapcsolva rögzíteni.

- **Hidrodinamikus nyomatékvaltóval ellátott mechanikus sebességváltóművek.** Ebbe a csoportba tartozó sebességváltóművek felelnek meg leginkább a sebességváltóművekkel szemben támasztott műszaki követelmé-

nyeknek. Napjainkban leginkább ezeket a típusokat gyártják. A hidrodinamikus tengelykapcsoló, illetve nyomatékváltó beépítése a motor és a sebességváltómű közé, lehetővé teszi a kocsni lágy indulását, és meggátolja a motor lefulladását fékezésnél, mentesíti a gépjármű vezetőjét a tengelykapcsoló és a sebességváltómű kezelésétől, ezáltal nem vonja el figyelmét a forgalomtól. Kíméli a motort és az erőátviteli rendszert, amennyiben a torziós lengéseket hatásosan csillapítja.

Amennyiben hidrodinamikus nyomatékváltót építenek be a gépjárműbe, ennek 2,5÷3 közötti nyomatékmódosítása normál útviszonyok esetén általában önmagában elegendő a gépjármű üzeméhez. A sebességfokozatokat csak egyes különleges esetekben kapcsolja az automatikus vezérlés, gyors indulás, erős gyorsítás, nagy emelkedő, hó vagy sár stb. esetén. A hidrodinamikus kapcsolókhoz speciális olajat kell használni, ami a kenéshez is megfelel.

Mivel a hidrodinamikus tengelykapcsolók, illetve nyomatékváltók egyes fordulatszámviszonyoknál rossz hatásfokkal dolgoznak, és a veszteségek hővé alakulnak, a keletkezett hőenergia elvezetéséről gondoskodni kell. Rendszerint a nyomatékváltó külső, bordázott burkolata is leadja ezt a hőt a külső levegőnek; ha ez nem elég, akkor a hidrodinamikus nyomatékváltók olaját a motor hűtőberendezésébe kapcsolt hőcserélőn vezetik keresztül.

### **3.8.1. A hidromechanikus sebességváltó szerkezete, működése, vezérlése.**

A hidromechanikus sebességváltó szerkezeteknek alapvetően két alaptípusa terjedt el. Ezek alapvetően a fogaskerekes, mechanikus szerkezeti részükben különböznek egymástól. Mind a két alaptípus tartalmazza a hidrodinamikus nyomatékváltó valamely alaptípusát, a mechanikus sebességváltó szerkezet viszont lehet egy homlok-fogaskerekes mechanikus sebességváltómű, vagy egy több fokozatú bolygóműves váltómű.

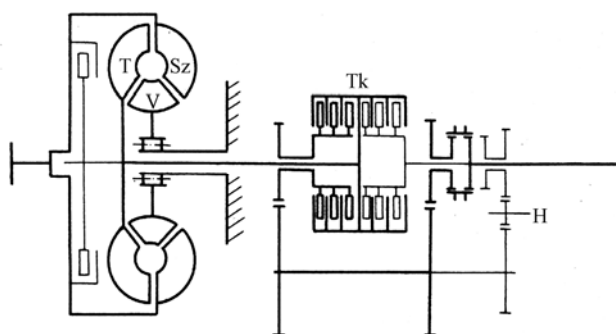
A következőkben egy *homlok-fogaskerekes hidromechanikus sebességváltómű* szerkezete és működése kerül ismertetésre.

Az itt ismertetésre kerülő sebességváltómű egy komplex kétfázisú hidrodinamikus nyomatékváltóból, amely direktkapcsolást biztosító súrlódó tengelykapcsolóval van ellátva és egy, két előremeneti, és egy hátrameneti fokozatot biztosító, automatikusan vezérelt, előtéttengelyes homlok-fogaskerekes sebességváltóműből, és a kapcsoló és vezérlő berendezésből áll.

A sebességváltómű könnyűfémből készült házban helyezkedik el. A hidrodinamikus nyomatékváltó szivattyúkereke a motor lendkerekeivel van összekötve, a turbinakerék pedig a sebességváltó mechanikus részét hajtó tengelyhez van rögzítve.

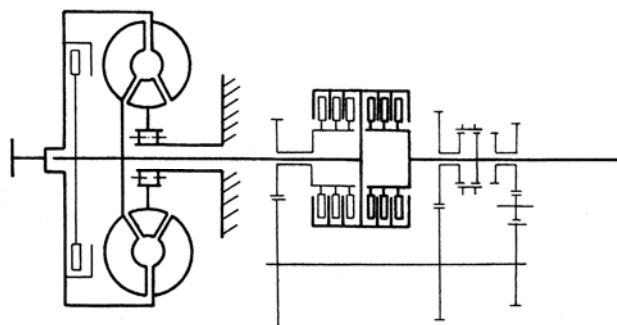
zítve, melynek másik vége a sebességfokozatok kapcsolását végző többlemezes tengelykapcsolók közös hajtódobjához kapcsolódik. Ehhez a tengelyhez van rögzítve a direkt kapcsolást biztosító rövidre záró tengelykapcsoló surlótárcsája is. A szivattyú és turbinakerék között helyezkedik el a külön tartóhüvelyen ágyazott görgős szabadonfutóval ellátott vezetőkerék.

A vezetőkerék tartóhüvelyének karimájához van erősítve a nagy olajszivattyú, amely a szivattyúkeréken át a motorral van összeköttetésben, és a sebességváltómű működtetéséhez szükséges olajnyomást biztosítja. A nagy olajszivattyú úgy van méretezve, hogy a motor alapjáratú fordulatszámánál is elegendő olajnyomást biztosítson a hidromechanikus sebességváltómű vezérlése és kenőrendszere számára. Nagyobb motorfordulatszám mellett növekedne a szállított olajmennyiség és ezáltal a szivattyú teljesítménye is, a sebességváltómű hatásfokának rovására. Ezért egy bizonyos fordulatszám elérése után az olajszállítást átveszi egy kis olajszivattyú, amely az előtéttengely baloldalán helyezkedik el. A nagy olajszivattyú ekkor üresen jár. A kis olajszivattyú biztosítja az olajszállítást akkor is, ha a gépjármű vontatásával indítják a motort, mivel az előtéttengely, amely a kis olajszivattyút hajtja, a gépjármű menete közben mindig forog. hidromechanikus sebességváltómű felépítése és a motor teljesítményfolyama látható első sebességfokozatban a 3. 115 ábrán.



3. 115 ábra Hidromechanikus sebességváltómű I. sebességfokozat

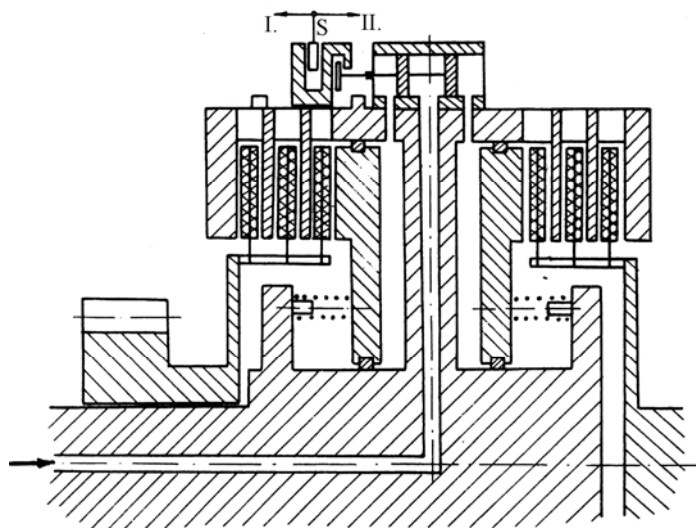
A hidrodinamikus nyomatékváltó indulásnál  $k_H=2,6$  nyomatékmódosítást biztosítva hajtja az I. és II. fokozatot kapcsoló tengelykapcsolók hajtódobját **Tk**. Az I. tengelykapcsoló zár, és rögzíti a belső gyűrűjéhez kapcsolódó fogaskereket, amely az előtéttengelyen keresztül  $i_m=2,21$  módosítással adja tovább a hajtást. Az I. sebességi fokozat módosítási tartománya az adott sebességváltómű esetén:  $i_i=5,746 \div 2,21$  között változik a hidrodinamikus nyomatékváltó módosításától függően. Alapjáratú motorfordulatszámánál az autóbusz áll, ha a vezető gázt ad, a gépjármű lágyan elindul. 18 km/óra sebesség közelében az automata vezérlés oldja az I. fokozat többlemezes, lamellás kapcsolóját és bekapcsolja a II. fokozatot. A II. sebességfokozatban, 3. 116. ábrán a vastag vonallal jelölt szerkezeti elemeken keresztül jut a nyomaték a hidromechanikus sebességváltómű kimenő tengelyére.



3. 116 ábra Hidromechanikus sebességváltómű II. sebességfokozat

A II. sebességfokozat módosítását a hidromechanikus sebességváltómű, hidrodinamikus nyomatékvtójának módosítási tartománya biztosítja.  $i_{II}=2,6\div 1$

A 3. 117. ábrán az I. és II. fokozat többlemezes kapcsolóinak működtetési vázlatja látható.

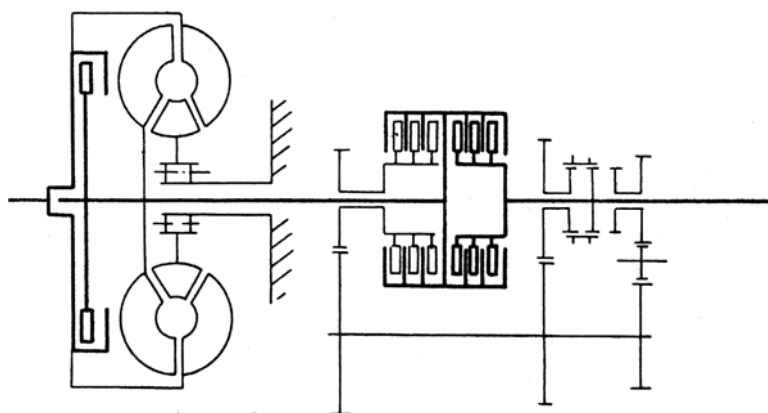


3. 117. ábra Hidromechanikus sebességváltómű I. és II. sebességfokozat többlemezes kapcsolóinak működtetési vázlatja

A tengelykapcsolók hajtódobján elhelyezett tolattyú vezérli az olajat a semleges **S**, illetve az **I.** vagy **II.** fokozat kapcsolásához szükséges helyzetbe.

A kapcsolóvillát két fokozatváltó elektromágnes mozgatja. Az elektromágnesek segítségével mozgatott tolattyú az egyik vagy másik tengelykapcsolóra vezérli az olajszivattyú által előállított nagynyomású olajat, vagy a 3, 117 ábrán látható módon a tolattyú az **S** semleges helyzetet foglalja el, ha az elektromágnesek nem kapnak áramot.

Ha a II. fokozatba kapcsolt jármű sebessége tovább növekszik, körülbelül 32 km/óra sebességnél bekapcsolódik a záró tengelykapcsoló, és üzemen kívül helyezi a hidrodinamikus nyomatékvtáltót, ahogy ez a 3. 118 ábrán látható.

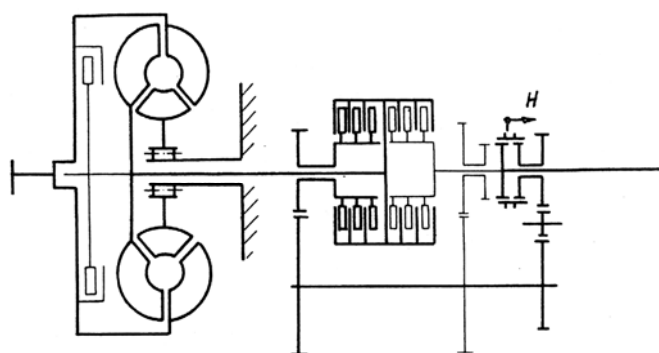


3. 118 ábra Hidromechanikus sebességváltómű II. sebességfokozat, a hidrodinamikus nyomatékvtáltó direkt kapcsolása esetén

Ebben a II./B fokozatban a hajtómű módosítása  $i_{II/B}=1$ .

Ha a gépjármű sebessége csökken, hasonló módon történik a magasabb fokozatokról az alacsonyabb fokozatokra való visszakapcsolás. A visszakapcsolás azonban kisebb sebességeknél történik, mint a felfelé kapcsolás, 25 illetve 11 km/óránál. Ez kizárja az úgynevezett cikluskapcsolást, vagyis azt, hogy a kapcsolásra megállapított sebességtartományban állandóan fel- és visszakapcsoljon.

A hátramenet bekapcsolása a kimenő tengely bordázott agyrészén elmozdítható tolóhüvely jobbra tolásával történik, ahogy ezt a 3. 119 ábra mutatja.



3. 119 ábra Hidromechanikus sebességváltómű hátramenet sebességfokozata

A tolóhüvelyt elektromos vezérlésű, pneumatikus munkahengerrel mozgatott villa kapcsolja balra előremeneti, jobbra hátrameneti fokozatba,

A sebességváltómű vezérlése a gépjármű műszerfalán elhelyezett nyomógombok, valamint a gázpedál segítségével történik. A nyomógombok jelölése a következő:

- **N**            Semleges helyzet
- **A**            Automatikus kapcsolás
- **II.**           Tartósan bekapcsolt II. sebességfokozat
- **I.**            Tartósan bekapcsolt I. sebességfokozat
- **H**            Hátramenet fokozat
- **B**            Zároló tengelykapcsoló (direkt kapcsolás) tartós működtetése.

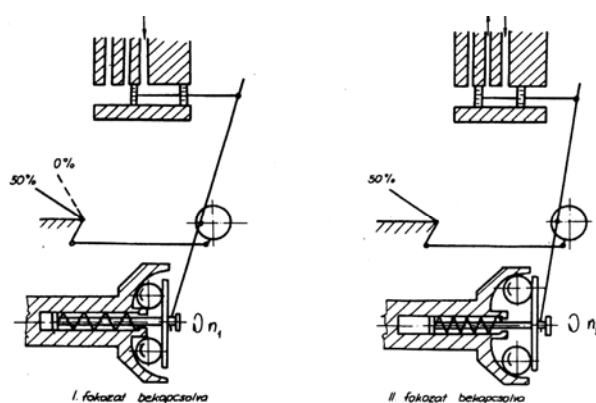
Bármelyik nyomókapcsoló lenyomásakor, kivéve a B kapcsolót, felszabadul az előzőleg lenyomott kapcsoló. A B nyomókapcsoló kikapcsolása a kapcsoló ismételt lenyomással történik.

A felsorolt nyomógombos kapcsolókon kívül még egy segédnyomógomb is található, melynek feladata a hibás kapcsolások kiküszöbölése. Az előre, illetve hátramenet kapcsolásakor ezt is működtetni szükséges. A véletlen félrekapcsolást ez a kettős művelet többnyire megakadályozza, de nem zárja ki.

A hidromechanikus sebességváltómű vezérlésének működése az egyes sebességfokozatokban a következő:

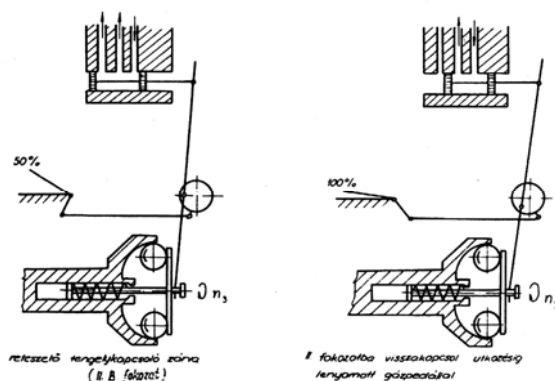
- A hidromechanikus sebességváltó-művel felszerelt gépjárműveknél elmarad a tengelykapcsoló-pedal. A jármű sebességének változtatása csak a gázpedál, illetve a fékpedál segítségével lehetséges. A gépjármű, a megfelelő nyomókapcsolóval kiválasztott, bármelyik menetmód mellett automatikusan elindul, ha a vezető a gázpedált lenyomja.
- **N** semleges helyzetben minden kapcsoló oldva van. A gépjármű motorja csak ebben a helyzetben indítható, mivel csak e nyomógomb bekapcsolásával záródik az indítómotor áramköre.
- **A** automatikus üzemmódban a sebesség-fokozatok kapcsolása felfelé **I**, **II**, **II/B** fokozatokba, illetve visszafelé: **II/B**, **II.**, és **I.** fokozatba sorban automatikusan történik a gázpedálállás és a jármű haladási sebességének függvényében. Az egyes sebességi fokozatok automatikus kapcsolását az előtéttengely jobboldali végére szerelt röpsúlyos sebességszabályzó vezérli. A sebességszabályzó gömbpályán mozgó golyókból áll, meghajtását

a váltómű előtéttengelyéről kapja, így szögsebessége arányos a jármű sebességével. Növekvő fordulatszámoknál a golyók a gömbpályán kifelé igyekeznek elmozdulni, de a gömbpálya axiális elmozdulásra is kényszeríti azokat, melynek mértéke arányos a szabályzó fordulatszámával, azaz a jármű haladási sebességével. A golyók axiális elmozdulása excenterrel állítható csap körül elforduló szabályzókaron keresztül mozgatja a kapcsolótollat, melynek elmozdulásával két membránhoz vezethető az olajnyomás. Az első membrán az **I.** és **II.** sebességfokozat kapcsolását vezérlő elektromágnesek mikrokapcsolóját működteti, a második membrán pedig a **II./B** fokozat, a direkt kapcsolás, záró reteszelő tengelykapcsolójának szelepét működtető mikrokapcsolót vezérli, ahogy ez a 3. 120 ábrán is látható.



3. 120 ábra A hidromechanikus sebességváltómű vezérlése röpsúlyos regulátorral

- A kapcsolótollat működtető szabályzókar a gázpedállal is összeköttetésben áll. A szabályzó kar kétkarú emelő, melynek forgáspontja, egy excenter tengellyel kis mértékben változtatható. Az excenter helyzete a mindenkorai gázpedál állás függvénye. Ez lehetőséget ad a gépkocsivezetőnek, hogy beavatkozzon a kapcsolást folyamatba, ahogy ez a 3. 121 ábrán is látható.



3. 120 ábra A gázpedál állás hatása a hidromechanikus sebességváltómű vezérlésére

- A gázpedál lenyomásával az excenter csap az óramutató járásával ellentétes irányban elfordul, hátrább húzza az excenter csapon ágyazott szabályzókart és vele a vezérlőtollattyút is. Ezzel az olajcsatornák csak nagyobb járműsebességnél kerülnek nyomás alá. Ilyen módon a gázpedál lenyomása késlelteti a magasabb sebességfokozatba kapcsolást.

A gázpedál három fő helyzete:

- üresjárat
- teljes töltés (félig lenyomott gázpedál állás)
- padlógáz (az automata váltó visszakapcsol alacsonyabb sebességfokozatba)

Az félállásig lenyomott gázpedál csak érezhetően nagyobb erővel nyomható tovább. Ekkor a motor már teljes töltést kap, de a pedál, természetesen nagyobb láberővel továbbnyomható. A töltés ekkor már nem növekedhet, csak felfelé kapcsolás, illetve a visszakapcsolás történik nagyobb járműsebességeknél, mint a gázpedál normális 50 % alatti lenyomási helyzeténél. A kapcsolótollattyú és a szabályzókar közötti 1 mm-es hézag teszi lehetővé, hogy azonos gázpedál-állásoknál is nagyobb sebességeknél történik a felfelé kapcsolás, mint a visszakapcsolás. Emiatt kiküszöbölődik a ciklikus fel-, illetve visszakapcsolás lehetősége.

A tartósan bekapcsolt I. sebességfokozatot tartós hegyemenetnél, a gyakori kapcsolgatások elkerülésére, illetve hosszú lejtőn motorfékezésnél ajánlatos használni. Ebben a fokozatban a nyomatékváltó direkt fokozatra kapcsolható, azaz a hidrodinamikus tengelykapcsoló, a beépített súrlódó kapcsoló zárásával kiiktatható.

A tartósan bekapcsolt II. sebességfokozatnak a mérsékelt, de hosszú emelkedőn, illetve havas, csúszós úton van jelentősége.

A H hátramenet kapcsolása H nyomókapcsoló és a segédnyomógomb lenyomásával kapcsolható semleges helyzetből. Előremenetbe kapcsolásnál először semleges helyzetbe kell kapcsolni, majd a segédnyomógomb lenyomása után lehet kiválasztani a kívánt előremeneti fokozatot.

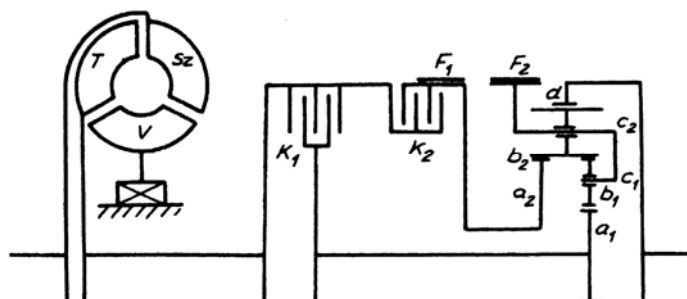
### **3.8.2. A hidrodinamikus nyomatékváltóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű szerkezete, működése.**

A vizsgált sebességváltómű első fokozata egy kétfázisú hidrodinamikus nyomatékváltó, mely egy három előremeneti, valamint egy hátrameneti fokozatot biztosító mechanikus bolygóműves fokozathoz csatlakozik. A hidrodinamikus nyomatékváltó maximális nyomaték módosítása:

$$k_H=3.4$$



A hidrodinamikus nyomatékvtóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű bolygóműve egy gyűrűkerékből, két napkerékből és kétféle bolygókerékből áll. A bolygókerékek közül az egyik egyidejűleg két egymás mellett levő kerékkal, az  $a_2$  napkerékkal és a másik  $b_1$  bolygókerékkal kapcsolódik. A kimenő tengelyt a  $d$  gyűrűkerék hajtja, ahogy ez a 3. 121 ábrán látható.



3. 121 ábra Hidrodinamikus nyomatékvtóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű

A hidrodinamikus nyomatékvtóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű működése:

- Az I. sebességfokozatban a  $K_1$  lamellás tengelykapcsoló és az  $F_2$  szalagfék működik, tehát az  $a_1$  napkerék hajt, a  $c_1$  és  $c_2$  bolygókerék-tartókarok rögzítettek. A hajtás az  $a_1$  napkerékből a  $b_1$  és  $b_2$  bolygókerékeken közvetítésével jut a  $d$  gyűrűkerékre, mely az  $a_1$  napkerékkal azonos irányban, de kisebb fordulatszámmal forog. A vázolt bolygómű mechanikus módosítása:

$$i_{I.} = 2,84$$

A vázolt sebességváltómű I. fokozatának összes módosítása:

$$i_{I_{össz}} = k_H \cdot i_{I.} = 3,4 \cdot 2,84 = 9,66 \div 2,84$$

- A II. sebességfokozatban: a  $K_1$  lamellás tengelykapcsoló és az  $F_1$  szalagfék működik. Az  $F_1$  fék az  $a_2$  napkereket rögzíti. Az  $a_1$  napkerék forgatja a  $b_1$  bolygókeréket, ez a  $b_2$  bolygókeréket, mely legördül az álló  $a_2$  napkeréken és közben forgatja a  $d$  gyűrűkeréket. A vázolt bolygómű mechanikus módosítása:

$$i_{II.} = 1,68$$

A vázolt sebességváltómű II. fokozatának összes módosítása:

$$i_{II_{össz}} = k_H \cdot i_{II.} = 3,4 \cdot 1,68 = 5,7 \div 1,68$$

- A III. sebességfokozatban: a  $\mathbf{K}_1$  és  $\mathbf{K}_2$  lamellás tengelykapcsolók működnek. Rögzítik a napkerekeket, így az egész bolygómű rövidre van zárva. A vázolt bolygómű mechanikus módosítása:

$$\mathbf{i}_{III.}=1$$

A III. fokozat összes módosítása:

$$\mathbf{i}_{\text{össz}}=\mathbf{k}_H \cdot \mathbf{i}_{III.}=3,4 \cdot 1=3,4 \div 1$$

- A hátramenetben: a  $\mathbf{K}_2$  lamellás tengelykapcsoló és az  $\mathbf{F}_2$  szalagfék működik. Az  $\mathbf{a}_2$  napkerék hajt, a  $\mathbf{b}_2$  bolygókerék, melynek a tartókarja rögzített, a  $\mathbf{d}$  gyűrűkereket ellentétes irányban forgatja.

A vázolt bolygómű mechanikus módosítása:

$$\mathbf{i}_H=-1,72$$

A negatív előjel a motor főtengelyének forgásirányával ellentétes forgásirányát jelzi a sebességváltómű kimenő tengelyének.

A hátramenet összes módosítása:

$$\mathbf{i}_{\text{össz}}=\mathbf{k}_H \cdot \mathbf{i}_H=3,4 \cdot (-1,72)=-3,4 \div (-1,72)$$

A hidrodinamikus nyomatékváltóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű hidraulikus vezérléssel automatikusan kapcsol két fokozatot.

A gépkocsivezető a vezérlőszeleppel a következő üzemmódokat tudja állítani:

- Üres állás
- Terep (I. sebességfokozat)
- Előre (II. és III. sebességfokozat automatikus átkapcsolással),
- Hátra,

Az ismertetésre került automata sebességváltóművekről készült kinematikai vázlatok mindegyikét napjainkban is nagy szériában gyártják, és nagyszámú gépjármű típusba kerülnek beépítésre. A tankönyv szándékosan kerül az ismertetésre került szerkezetek típusának megnevezéseit. A cél inkább az alaptípusok szerkezeti és működési ismertetése volt.

**Összefoglaló kérdések:**

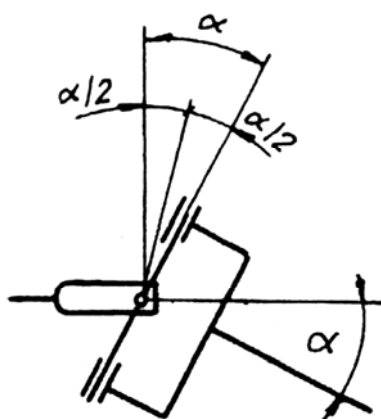
- ✓ A sebességváltóművek feladatai, az ideális vonóerő görbe és annak megközelítési lehetőségei.
- ✓ Az áttételi fokozatok meghatározása, a fokozati ugrás fogalma, szokásos értékei, a Heirmann diagram (fűrész diagram) ismertetése és használata.
- ✓ A differenciálmű módosítása, különféle járműveknél szokásos értékei, belsőégésű motorok jelleggörbéi, a menetteljesítmény diagram ismertetése, használata. és számításának alapösszefüggései. A gyorsmeneti fokozatjelentősége, ábrázolása a menetteljesítmény diagramban.
- ✓ A belsőégésű motorok jelleggörbéi, a vonóerő diagram ismertetése, használata és számításának alapösszefüggései.
- ✓ Az NFD (fajlagos vonóerő diagram) ismertetése, használata, használati előnyei
- ✓ A sebességváltóművek osztályozási szempontjai és osztályozásuk. Az előtétengelyes (direkt) és indirekt váltóművek kinematikai vázlata, szerkezete és működése.
- ✓ A tolókerekes sebességváltóművek szerkezete, működése, a különféle fokozatok hajtásfolyamának grafikus ábrázolása.
- ✓ A tolóhüvelyes sebességváltóművek szerkezete, működése, a különféle fokozatok hajtásfolyamának grafikus ábrázolása.
- ✓ A kapcsolókörmös sebességváltóművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.
- ✓ A tolóhüvelyes körmös kapcsolók szerkezete, működése.
- ✓ A vonóékes sebességváltóművek elvi felépítése, szerkezete és működése
- ✓ Motorkerékpárok sebességváltóműveinek szerkezete és működése.
- ✓ Szinkronizált sebességváltóművek. A szinkronizáló berendezéssel szemben támasztott műszaki követelmények. A belső kúpos szinkronizáló berendezés szerkezete, működése.
- ✓ A gyűrűs szinkronizáló berendezés szerkezete, működése.
- ✓ A reteszelt szinkronizáló berendezések szerkezete, működése.
- ✓ A külső kúpos szinkronizáló berendezés szerkezete és működése a helyes működés kinematikai és dinamikai feltételei.
- ✓ Fogaskerekek tengelyhez történő rögzítésének többlemezes kapcsolóval történő megoldásai. A szabadonfutó berendezések alkalmazási területei, konstrukciós változatai.
- ✓ Mechanikus sebességváltóművek kapcsolószerkezeteinek konstrukciós változatai. Kapcsolóművek rögzítése és reteszelése.
- ✓ A kapcsolandó sebességfokozat kiválasztása, a kapcsoló kar csapágyazásának lehetőségei, a kapcsolókar és a tolórudak kapcsolatának konstrukciós változatai.
- ✓ A sebességváltóművek szervó berendezései, nehéz tehergépjárművek sebességváltóművei. A gyorsító előtét és a szorzóváltó szerkezete és működése.

- ✓ A normál fogaskerékes sebességváltóművek szerkezeti részei kialakításuknak konstrukciós változatai. .
- ✓ Bolygóművek konstrukciós alapváltozatai. A belső fogazású bolygóművek szerkezete, működése, kerületi sebesség és fordulatszám viszonyai a bolygómű különféle üzemi viszonyai esetén.
- ✓ Bolygóművek konstrukciós alapváltozatai. A külső fogazású homlokkerékes bolygóművek szerkezete, működése, sebesség és fordulatszám viszonyai a bolygómű különféle üzemi viszonyai esetén.
- ✓ A többfokozatú bolygóműves sebességváltóművek szerkezete, működése, kerületi sebesség és fordulatszám viszonyai a különféle sebességfokozatok esetén
- ✓ A külső fogazású bolygóműves sebességváltó szerkezete, működése, kerületi sebesség és fordulatszám viszonyai a különféle sebességfokozatok esetén.
- ✓ A kúpfogaskerékes bolygóművek leszármaztatása. A bolygóműves sebességváltók szerkezeti elemei, azok konstrukciós változatai.
- ✓ A fokozat nélküli mechanikus sebességváltóművek szerkezeti kialakítása, konstrukciós változatai, működésük, alkalmazási területeik.
- ✓ A hidrosztatikus sebességváltóművek szerkezete, működése, alkalmazási területei.
- ✓ A hidrodinamikus nyomatékváltók szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A komplex és a többfázisú komplex hidrodinamikus nyomatékváltók. A direktkapcsolású hidrodinamikus nyomatékváltók.
- ✓ Az automata sebességváltóművek konstrukciós változatai. A sebességváltóművek elvi felépítése, szerkezete, működése,
- ✓ A hidromechanikus sebességváltó elvi vázlata, szerkezete, működése, vezérlése.
- ✓ A hidrodinamikus nyomatékváltóval ellátott mechanikus bolygóműves sebességváltómű elvi felépítése, szerkezete, működése.

#### 4. Kardántengelyek, homokinetikus csuklók

A kardántengely feladata, hogy a motor forgatónyomatékát a rugózott alvázhhoz erősített sebességváltóműtől a kevésbé rugózott differenciálműhöz, vagy osztóműhöz továbbítsa. Mivel a sebességváltómű és a differenciálmű, esetleg az osztómű egymáshoz viszonyított helyzete a rugózás következtében menetközben állandóan változik, ezért a forgatónyomatékot továbbító tengelyt úgy kell kialakítani, hogy a hajlásszög változást és az ezzel együtt járó hosszváltozást biztosítsa.

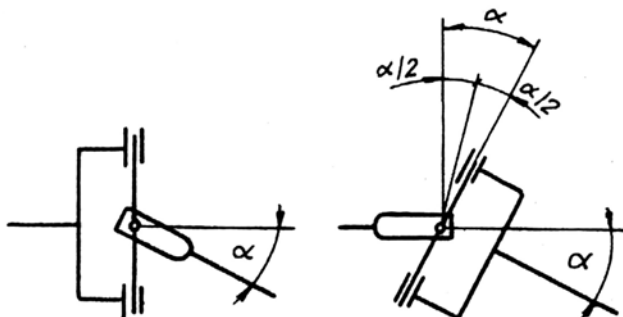
A kardántengelyeket leggyakrabban a 4. 1 ábrán látható Hooke csuklókkal úgynevezett keresztcsuklókkal látják el.



4. 1 ábra Kardáncsukló szerkezet

A Hooke kardáncsukló szerkezet egy kardánkeresztből és két kardánvillából áll. A kardánvillákat a tengelyvégekre szerelik és mindegyik, a kardánkereszt két-két szembelevő csapjához csatlakozik. A keresztcsukló lehetővé teszi a kardántengely  $20\div 30$  fokos szögkitérését minden irányba.

Ha a két csuklóban összekötött tengely nem esik egy egyenesbe, hanem a 4. 2 ábra szerint  $\alpha$  szöget zár be egymással,



4. 2 ábra Kardáncsuklós tengelykapcsolat

akkor forgás közben a kardánkereszt síkja a tengelyek hajlásszögének megfelelő  $\alpha/2$  szögben ide-oda leng. A kardánkereszt az egyik szélső helyzetben az egyik tengelyre, másik szélső helyzetben a másik tengelyre merőleges. A kardánkereszt lengőmozgása következtében az erőt átvivő csapok nem a szögfelezőben helyezkednek el, ezért a hajtott tengely szögsebessége periódikusan változik, mégpedig a hajtótengelyhez viszonyítva hol előresiet, hol késik. A hajtott tengely szögsebesség ingadozásának négyszer van szélső értéke a tengelyek egy körülfordulása alatt. Ha a 4. 2 ábrán látható helyzetet vesszük kiindulást helyzetnek, akkor  $\varphi = 0^\circ$  és  $\varphi = 180^\circ$  elfordulásnál maximuma,  $\varphi = 90^\circ$  és  $\varphi = 270^\circ$ -nál pedig minimuma van a szögsebességnek.

A szögsebesség maximális értéke:

$$\omega_{2Max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$$

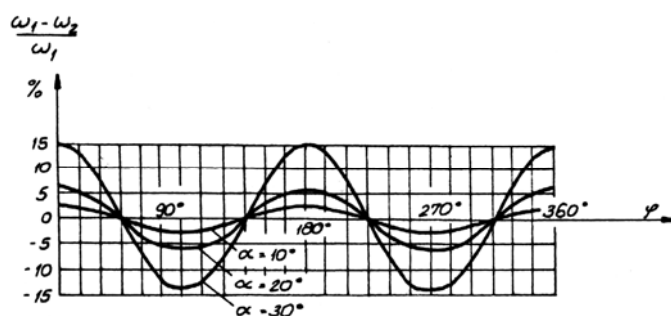
A szögsebesség minimális értéke:

$$\omega_{2Min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha$$

ahol:

- $\alpha$  a tengelyek hajlásszöge
- $\omega_1$  a hajtó tengely szögsebessége
- $\omega_2$  a hajtott tengely szögsebessége.

A szögsebesség ingadozás tehát harmonikus, cos függvény szerint változik, és az ingadozás annál nagyobb, minél nagyobb a tengelyek hajlásszöge. A 4. 3. ábra a szögsebesség-ingadozás százalékos értékét mutatja a tengelyek elfordulásának függvényében.

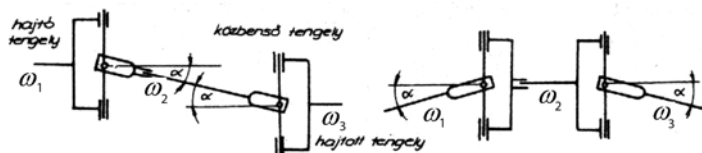


4. 3 ábra A hajtott tengely szögsebességének ingadozása különböző tengelyszög állás esetén

A szögsebesség ingadozása a gépjárművek üzemében megengedhetetlen, mert a tengelyek végén levő forgó tömegek, nagy tehetetlenségük következtében, nem tudnák követni a szögsebesség gyors ingadozását, és a tengelyekben nagy járu-

lékos csavaró igénybevételt okoznának. A szögsebességek kiegyenlítésétől csak akkor tehet eltekinteni, ha tengelyek  $\alpha$  hajlásszöge nem nagyobb  $3\div 4^\circ$ -nál, mert ekkor a szögsebesség ingadozás még elhanyagolhatóan kicsi.

A szögsebesség ingadozások kiküszöbölésére két kardán-csukló szükséges, és teljesíteni kell a 4. 4. ábra szerinti feltételeket.



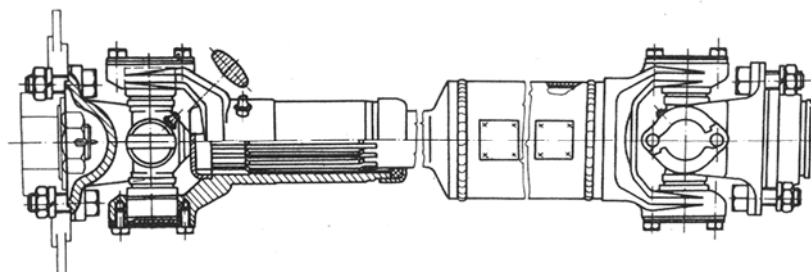
4. 4 ábra Állandó szögsebességű, homokinetikus hajtás biztosítása két kardán-csukló alkalmazásával

A hajtó és hajtott tengelyeknek a közberső tengellyel azonos  $\alpha$  szöget kell bezárni, valamint a közberső tengely kardánvilláinak közös síkba kell esni. Miután ebben az esetben a két csukló egymáshoz képest  $90^\circ$ -kal el van ékelve, a szögsebesség ingadozás a hajtó és a közberső tengely, valamint a közberső és a hajtott tengely között azonos nagyságú, de ellentétes értelmű lesz, és így kiegyenlíti egymást. Vagyis amikor a közberső tengely gyorsul a hajtóhoz képest, akkor a hajtott tengely ugyanolyan mértékben lassul, amikor pedig a közberső tengely lassul, a hajtott tengely ugyanolyan mértékben gyorsul. Így végeredményben a hajtó és a hajtott tengely mindig azonos szögsebességgel forog.

$$\omega_1 = \omega_3 = \text{állandó}$$

$$\omega_2 = \text{változó}$$

A kardántengelyek általában vékonyfalú, nagy átmérőjű acélcsőből készülnek. Így kis súlyuk, viszonylag kis tehetetlenségi nyomatékuk mellett is kellő a szilárdságuk. A 4. 5. ábrán egy kardántengely szerkezet látható.



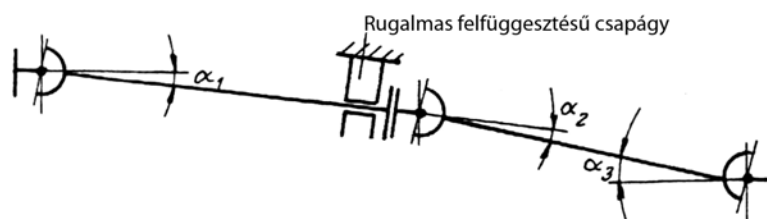
4. 5 ábra Kardántengely szerkezet

A kardántengely egyik végéhez a kardánvilla, másik végéhez pedig bordás tengelycsonk van hegesztve. A bordás tengelycsonkon a kardán-csukló agya tengely irányban, axiálisan mozoghat, hogy a kardántengely üzem közbeni hosszváltozását lehetővé tegye.

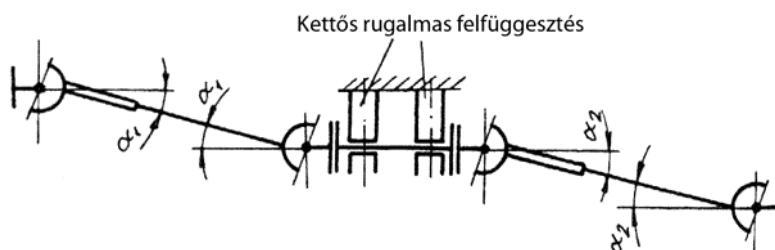
A kardántengelyek a sebességváltó direkt fokozatában a motor fordulatszámmal, megegyező fordulatszámmal forognak, ezért dinamikus kiegyensúlyozásuk igen fontos. A kardántengelyek a dinamikus lengési igénybevételek iránt érzékenyek, amin nagy átmérőjű, vékonyfalú csövek alkalmazásával, valamint hosszú kardántengelyeknél a tengely osztásával és közbenső csapágyazásával lehet segíteni. A lengések és az elcsavarodás elkerülése céljából ezért általában nem alkalmaznak 1,5m-nél hosszabb tengelyeket.

A 4. 4 ábrán a kardántengelyek beépítésének leggyakrabban alkalmazott változata látható. A meghajtott tengely a sebességváltóműben, a hajtótengely pedig a differenciálmű házában van csapágyazva két-két helyen, és ezek tartják a közbenső kardántengelyt.

Ha sebességváltómű és a differenciálmű között a távolság olyan nagy, hogy a kardántengely belengésétől kell tartani, akkor osztott kardántengelyeket alkalmaznak. A 4. 6. ábrán három csuklós, a 4. 7. ábrán pedig négy csuklóval ellátott osztott kardántengelyt látható.



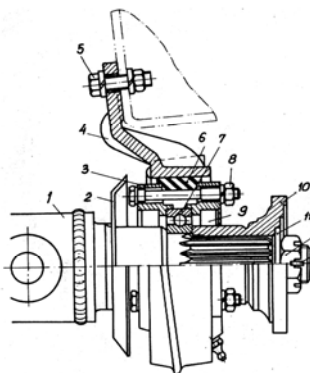
4. 6 ábra Háromcsuklós osztott kardántengely



4. 7 ábra Négycsuklós osztott kardántengely

Osztott kardántengelyeknél nem elég, ha csak a sebességváltómű és a differenciálmű hajtótengelye van csapágyazva, ezeknél magát a kardántengelyt is csapágyazni kell. Háromcsuklós kivitelnél az első tengely, négycsuklós kivitelnél pedig a két kardántengely között elhelyezett összekötő tengely van csapágyazva. A csapágyakat rugalmas ágyazással kell az alvázhoz, illetve a kocsiszekrényhez erősíteni. Gumitömbbe ágyazott, rugalmas csapágy beépítési megoldások láthatók a 4. 8. ábrán.

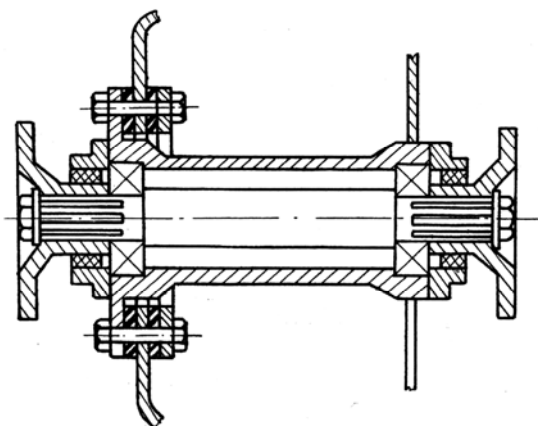




4. 8 ábra Kardántengely rugalmas csapágyazása

1. Kardántengely, 2. Terelőtárcsa, 3. Felfüggesztő csapágyfedél a mellső kardántengely felől, 4. Tartó, 5. Tartó rögzítő csavar, 6. Rugalmas tömb, 7. Csapágy, 8. Csapágyfedél rögzítő csavar, 9. Tömszelence, 10. Csatlakozó perem 11. Alátét, 12. Anya, 13. Sasszeg.

A 4. 9. ábrán négycsuklós kardántengely, összekötő tengelyének csapágyazása látható.

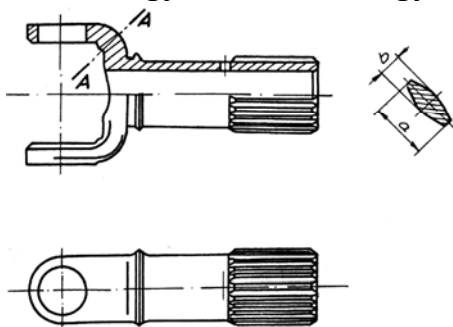


4. 9. ábra négycsuklós kardántengely, összekötő tengelyének rugalmas csapágyazása

#### 4.1. Kardáncsuklók konstrukciós változatai.

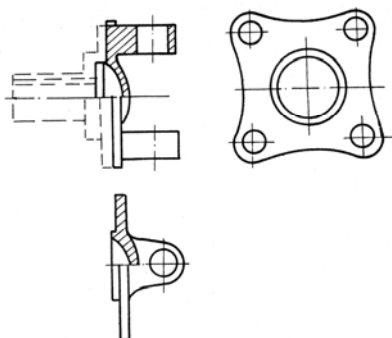
##### 4.1.1. A Hooke csukló (kardánkeresztes csukló)

Gépjárműveken leggyakrabban a Hooke féle, korábbról már ismert, keresztes kardáncsuklókat alkalmazzák. Szerkezeti kialakításukat tekintve a keresztes kardáncsukló villái készülhetnek egy darabból, ahogy ez a 4. 10. ábrán látható.



4.10 ábra Egy darabból gyártott kardánvilla

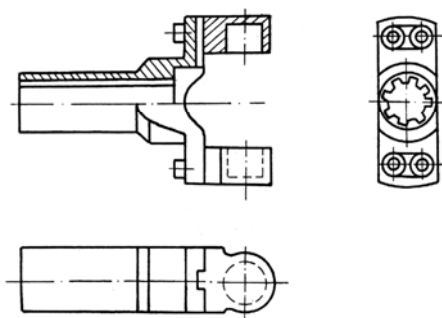
A kardánvillát igen gyakran két, esetleg három különálló darabból is gyárthatják. A 4.11 ábrán két részből álló kardánvilla konstrukció látható.



4.11 ábra Két részből álló kardánvilla konstrukció

Ennél a megoldásnál a kardánvilla szárát és a kardánvilla ágait külön-külön egy-egy darabból gyártják.

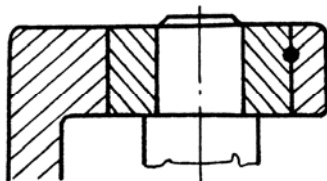
A 4.12. ábrán három részből álló kardánvilla konstrukció látható.



4.12. ábra Három részesből álló kardánvilla konstrukció

Ennél a villa szára bordás cső, a villa két ága pedig külön darabokból áll, melyek két-két csavarral vannak felerősítve. Az ábra felülnézetén látható hornyok a két fülben elhelyezett csapágycsészék egytengelyűségét biztosítják.

A kardánkereszt csapágyazása nagy méretpontosságot és gondos helyzet és méret-tűréseket igényel. Régebben bronzból készül perselyeket használtak a csapágyazáshoz. Egy bronzperselyes siklócsapágy beépítés látható a 4. 13 ábrán.

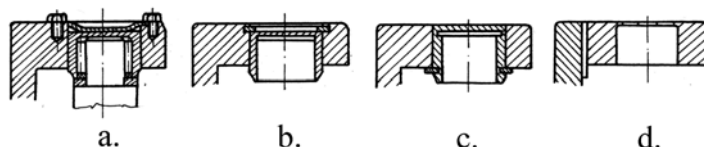


4. 13 ábra Kardánkereszt csapágy kialakítás és a persely rögzítése

Ennél a megoldásnál a persely külső átmérőjét olyan nagyra kell készíteni, hogy a kardánkereszt csapjait szereléskor belülről be lehessen helyezni a siklócsapágy fészkebe. A perselyt akkor sajtolják be, amikor a kardánkereszt már a villákon

kialakított csapágyfészekbe illeszkedik. A besajtolt perselyt a csapágyfészekben illesztő szeggel rögzítik.

A kardáncsuklók csapágyazásánál gyakran alkalmaznak tűgörgős megoldásokat. A szerelhetőség biztosítása miatt a kardánvilla ágaiban tűgörgős csapágyazás esetén is nagyobb átmérőjű furatokat kell készíteni, ezért a tűgörgőket külön csészével szerelik. A 4. 14. ábrán a tűgörgős csapágycsészék rögzítésének különféle konstrukciós megoldásai láthatók.



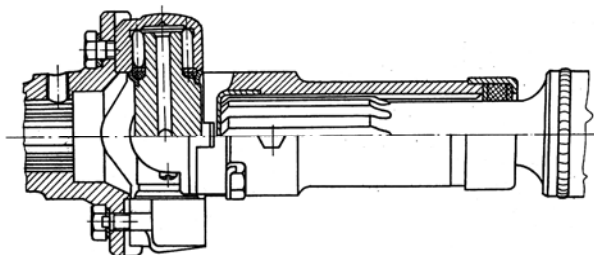
4. 14 ábra Tűgörgős csapágycsésze rögzítések

Az 4. 14/a. ábrán a kívülről felcsavarozott lemez a csapágycsésze kiesését és az elfordulását is megakadályozza, mivel a csésze tetején horony van, amelybe a lemezbe nyomott borda belefekszik.

A 4. 14/b. és 4. 14/c. ábrán rögzítő gyűrű akadályozza meg a kiesést.

Szétszerelhető villákban 4. 14/d. ábra, nincs szükség külön csapágycsészére, vagy nagyobb átmérőjű perselyre, mert szétszerelt állapotban a kardánkereszt könnyen behelyezhető.

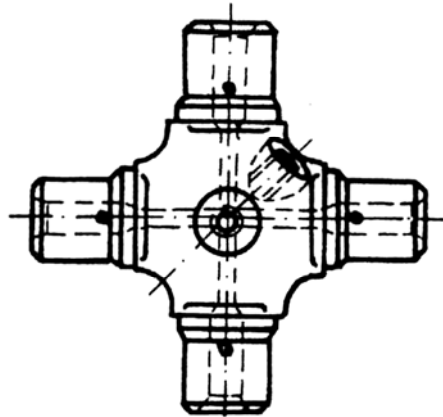
A 4. 15 ábrán a egy kardánkereszt tűgörgős csapágyazása látható.



4. 15 ábra Tűgörgős kardánkereszt csapágyazás

A kardánvilla három részből áll, így csapágycsésze beépítésére nincs szükség. A kardáncsukló egyik villájának a szára bordás agyban végződik. A kardánvilla bordás agyához csatlakozik a kardántengely bordás tengelyvége. A bordástengely, bordás agy kapcsolat teszi lehetővé a kardántengely szerkezet hosszváltozását.

A kardáncsuklókat élettartamuk meghosszabbítása céljából kenni kell. A tűgörgős csapágyak egyes típusainál szereléskor a csapágycsészéket megtöltik kenőzsírral, más típusoknál a kardánkeresztben zsírzó gombot helyeznek el. Ezeknél a zsírzó gombtól a 4. 16 ábrán látható furatok vezetnek a négy csaphoz.

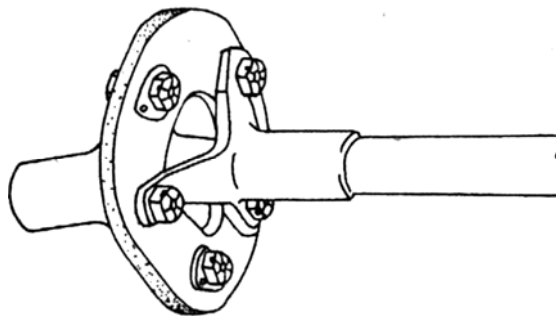


4. 16 ábra Kardánkereszt zsírzó furatokkal

Nagynyomású zsírzó alkalmazása nagy körültekintést igényel, mivel a nagy nyomással bejuttatott kenőanyag kitépheti a tűgörgők csészéinek tömítését.

#### 4.1.2. A Hardy tárcsák

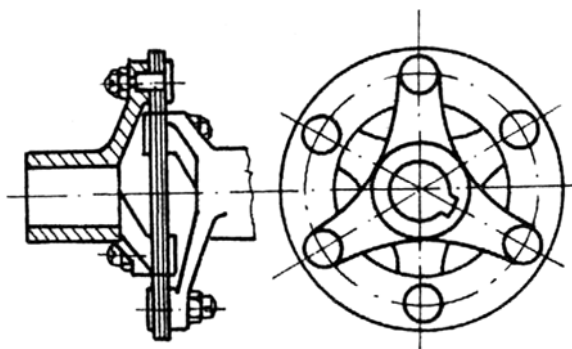
Kisebb szögkitérésű tengelyeknél az eddig ismertett kardáncsuklók helyett az egyszerűbb és olcsóbb, a 4. 17 ábrán vázolt Hardy tárcsát alkalmazzák.



4. 17 ábra Hardy tárcsa

A Hardy tárcsa szerkezet, az összekötendő tengelyek végeire erősített háromágú villákból, illetve villák közé befogott, deformálható anyagból, például vászonbetétes gumiból, vagy vékony acéllemezekből összeállított, rugalmas tárcsából áll. A rugalmas tárcsán hat furat van. A háromágú villákat egymáshoz képest egy furatoszással elforgatva erősítik a tárcsához, mindkét oldalon alátétlemezekkel ellátott anyás csavarokkal. A csavarokat elfordulás ellen biztosítani kell. Egészen kis nyomaték átvitelére alkalmas Hardy tárcsáknál gyakran csak két ágú villát alkalmaznak.

Nagyobb nyomatékok átvitele esetén rugalmas tárcsaként acéllemez köteget erősítenek a villákhoz, ahogy ez a 4. 18 ábrán látható.

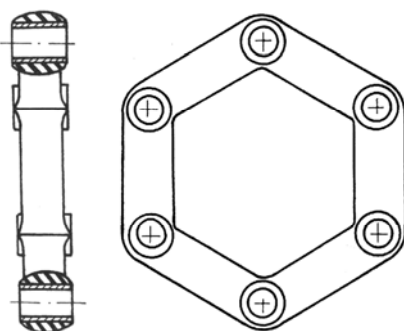


4. 18 ábra acéllemez tárcsás csukló

Az acéllemezek vastagsága  $0,2 \div 0,5$  mm, számuk  $4 \div 10$  db.

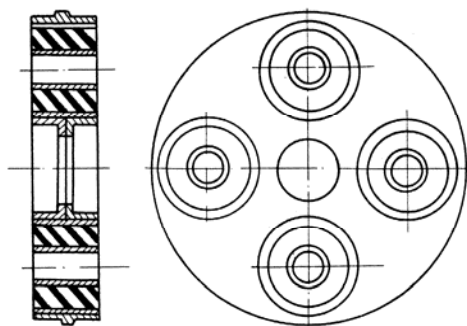
#### 4.1.3. Gumibetétes csuklók

Kis szögkitérések esetén, a rugalmas tárcsák helyett gumiból készített speciális profilok alkalmazása is elterjedt. A 4. 19. ábrán egy hatszögletes gumiprofil látható, melybe acélperselyt vulkanizáltak. Az gumiprofil 3-3 acélperselyéhez csatlakoztathatók, az összekapcsolandó két tengelyvégre erősített háromágú villa-szerkezet furatai. A csatlakoztatás csavarkötéssel hozható létre.



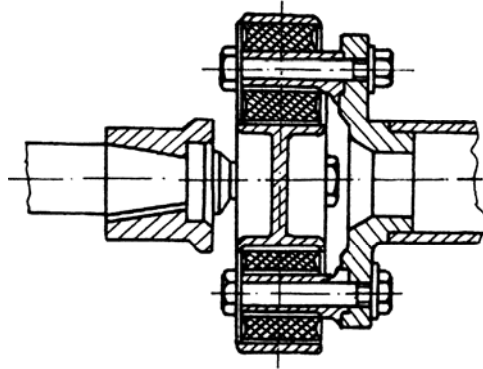
4. 19 ábra Gumiprofil csukló

A 4. 20. ábrán látható tárcsába gumiperselyek vannak vulkanizálva. Ez az úgynevezett silentblokk csukló.



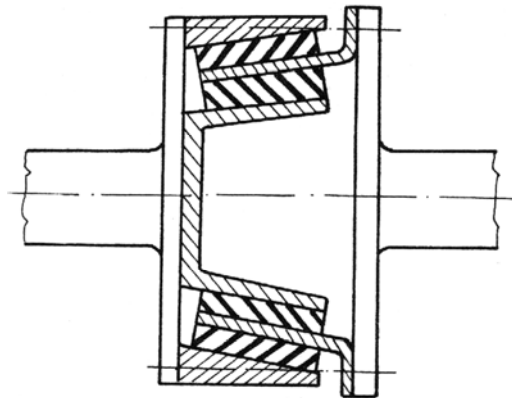
4. 20 ábra Gumiperselyes, silentblokk csukló

A 4. 21. ábrán egy silentblokk csuklós tengelykötés látható.



4. 21. ábra Silentblokk csuklós tengelykötés

A 4.22. ábrán kúpos gumibetétes csukló látható. Ez a szerkezet is kis szögkitérések esetén kerülhet alkalmazásra.

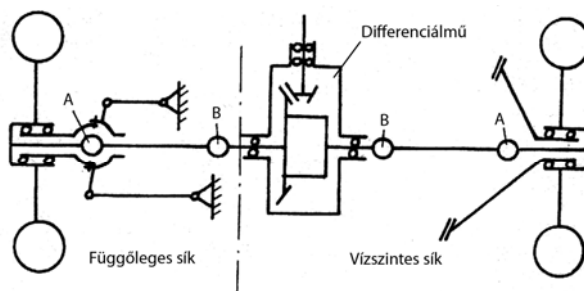


3.22.ábra Kúpos gumibetétes csukló

A gumibetétes csuklók előnye, hogy a nyomaték átadás lágy, rugalmas gumin keresztül történik, ami a lökésszerű terheléseket és a lengéseket jól csillapítja, teljesen zajtalan és kezelést nem igényel.

#### 4.1.4. Homokinetikus kardáncsuklók

Fronthajtású (első kerék hajtás) gépkocsiknál biztosítani kell a kerekek, szögsebesség ingadozás nélküli, szöghiba mentes hajtását, akkor is, ha a kerekek kanyarodáskor  $25\div 35^\circ$ -os szöggel elfordulnak. Ezt a feltételt az eddig ismertetett csuklókkal nem lehet megvalósítani. A 4. 23. ábrán első kerék hajtás kinematikai vázlat látható. A tengelycsonk a lengő trapézokhoz csatlakozik. Az első kerekeket meghajtó féltengelyekbe két csuklót alkalmaznak, azonban a differenciálmű kimenő tengelye, a tengelycsonk elfordításakor nem lesz párhuzamos egymással. Ez azt jelenti, hogy a kormányzott kerekeknél nem lehet az egyszerű csuklók szöghibáját a két csukló elfordításával korrigálni.

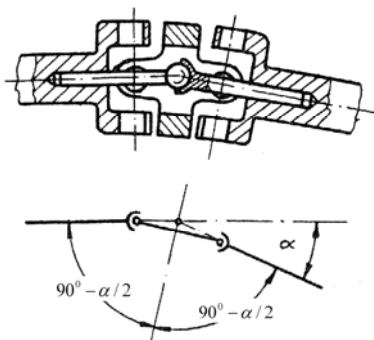


4. 23. ábra Első kerék hajtás kinematikai vázlatja

A differenciálmű melletti csuklók **B**, a lengőtengelyek rugózásakor csak kismértékű szögelfordulást végeznek, a kormányzott kerekek elfordítása pedig **B** csuklók esetében szöghibát nem okoz. A kismértékű szögelforduláshoz tartozó szögsebesség ingadozástól gyakorlatilag el lehet tekinteni. Így egyszerű csuklók, Hardy tárcsa, vagy gumibetétes csukló is alkalmazható.

A külső csuklók (A), melyeknek feltétlenül a kormánycsap vonalába kell esniük, azonban nagy szögelfordulást biztosítanak, és a legnagyobb elfordításakor sem okozhatnak szögsebesség ingadozást. Itt tehát csak szöghiba mentesen működő úgynevezett homokinetikus kardáncsuklók alkalmazhatók.

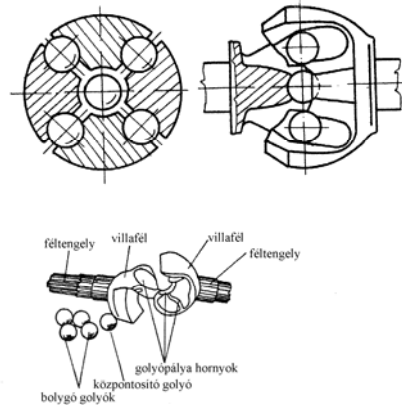
A szinkroncsuklók legegyszerűbb típusa két egyszerű kardáncsuklóból áll amelyeket összekötő tengely nélkül közvetlenül egybeépítenek. A 4. 24. ábra Ilyen kettős vagy iker kardáncsuklót mutat a kardánkeresztek berajzolása nélkül.



4. 24 ábra Kettős kardáncsukló

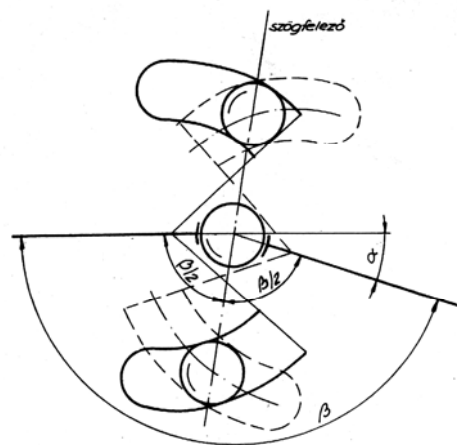
Az összeszerelésnél fontos, hogy a közbenső rész, amely egy lerövidített kardán-tengely, minden szögkitérésnél megfelelően helyzetben, a szögkitérés szögfelezőjében legyen. Ezt a követelményt egy központosító gömbcsukló biztosítja. Ez a gömbcsukló gondoskodik arról, hogy  $\alpha$  szögkitérés esetén a közbenső rész  $\alpha/2$  szöggel szintén kitérjen. Így a kettős kardáncsukló szöghibamentesen működik, mivel az  $\alpha$  szöget a két csukló azonos  $\alpha/2$  szögkitérésnek az összege adja, és a csuklók egymáshoz viszonyított  $90^\circ$ -os elélékelése a szöghibát teljesen kiküszöböli.

Egyes terepjáró gépkocsik elsőkerék hajtása Bendix-Weiss féle homokinetikus csuklóval történik. Ennél a nyomaték átvitelét négy golyó biztosítja, melyek a két-két villaszerű tengelyvégben kialakított hornyokban helyezkednek el. A két egyenként négy-négy horonnyal ellátott villát úgy tolják össze, hogy minden horonyban egy-egy golyó legyen. Az ötödik golyó központosítás céljából közép-  
re kerül ahogy ezt a 4. 25. ábra mutatja.



4. 25 ábra Bendix-Weiss féle homokinetikus csukló

A villákban levő két-két fél horony sohasem kerül egymással fedésbe, mindig keresztezi egymást. A hornyokban elhelyezett golyók csak a kereszteződésben férnek el, s a kereszteződéssel együtt eltolódnak, amikor a tengelyek, szögkitérése változik. A hornyok irányának helyes kialakításával biztosítható, hogy a golyók mindig a tengelyek szögfelező síkjába essenek, és ezzel biztosítsák a szöghiba mentes hajtás feltételét, amely szerint az nyomaték átvivő szerkezeti elemnek, jelen esetben a golyóknak, a szögfelező síkjába kell esniük, ahogy ez a 4. 26 ábrán látható.

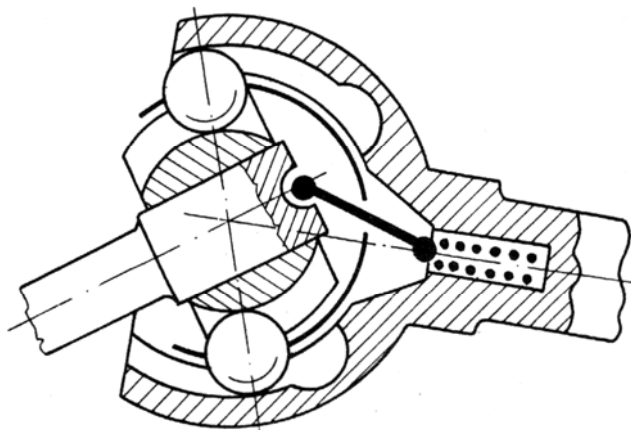


4. 26 ábra Bendix-Weiss féle homokinetikus csukló kapcsoló golyóinak helyzete szögkitéréskor



A Bendix-Weiss-féle csukló legnagyobb kitérésí szöge  $30^\circ$  felett van. Egyszerű szerkezete miatt elterjedten használják elsőkerék hajtású gépkocsiknál.

Egy másik szögsebesség ingadozás nélküli, homokinetikus golyós csukló az Rzeppa csukló látható a 4. 27. ábrán.

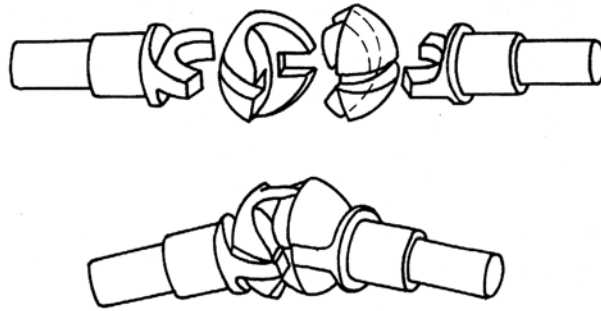


4. 27 ábra Rzeppa homokinetikus csukló

Ezt a homokinetikus csuklót is nagy szögkitérésű kormányzott kerekek hajtására alkalmazzák. A forgatónyomaték átvitelét itt is golyók végzik. Az Rzeppa csuklónál, amint az, a 4. 27 ábrán is látható, a két féltengely végén levő gömbfejek kialakítása eltérő. Az egyik gömbfej a csukló külső részét, a másik a csukló belső részét alkotja, és pedig úgy, hogy középpontjaik egybeesnek. A bolygó golyók részére a pályahornok ezekbe a gömbökbe vannak belemunkálva. A pályák koncentrikus körök, bennük a bolygó golyók szabad mozgását, golyókosár korlátozza. A golyókosár a golyók egymáshoz viszonyított helyzetének változatlanágán túl azt is biztosítja, hogy a bolygó golyók a tengelyek szögállásától függetlenül mindig egy síkban maradjanak. A vezetőkosarat és vele együtt a golyókat egy rúddal vezetett gömbhéj, mely a vezetőkosárhoz csatlakozik, tartja a szögfelező síkban, és biztosítja a csukló szöghiba mentes, homokinetikus működését. Ez a csukló valamivel nagyobb szögkitérést enged meg mint az előzőekben ismertetett Bendix-Weiss-féle.

A homokinetikus csuklók, mint az, az eddigiekből is következik, mindegyike valamilyen módon közelíteni igyekszik a gömbcsukló szerkezeteket. A gömbcsuklók azonban nem alkalmasak nyomatékok átvitelére. A homokinetikus csuklóknál a nyomaték átvitel azonban alapkövetelmény. Ez a műszaki követelmény az oka annak, hogy a homokinetikus csuklók, vagy szinkron csuklók szerkezete eltér az egyszerű gömbcsukló szerkezettől. Minden csuklónál ez az eltérés az oka, hogy a szöghibától mentes nyomatékátvitel csak a tengelyek korlátozott szögállás tartományában biztosított.

Az igen széles körben alkalmazott, kinematikailag szintén a gömbcsuklót közelítő szerkezet a Tracta csukló, melynél a tengelyvégekhez rögzített villák közé két darab, gömbből kimunkált közbenső elemet helyeznek. A tengelyvégekhez rögzített villák beleillenek a megfelelő közbenső rész félkörben futó kivágásába. A közbenső elemek közül az egyikben a villák síkjára merőleges síkban horony, a másikon, ebbe a horonyba illő csap van kialakítva, ahogy ez a 4. 28 ábrán látható.



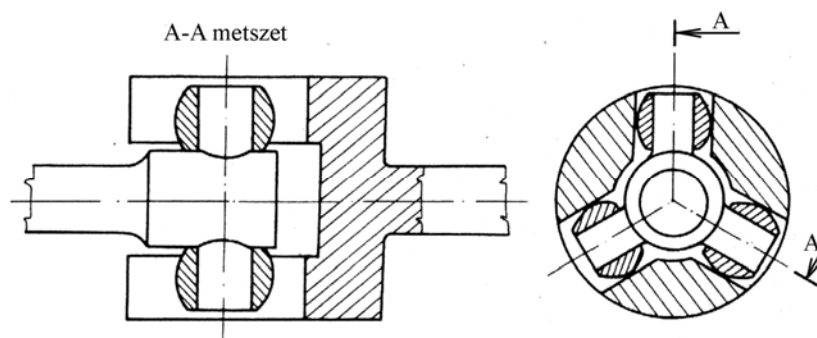
4. 28 ábra Tracta féle homokinetikus csukló

A Tracta féle homokinetikus csukló elemei minden irányban elfordulhatnak egymáshoz képest. A szerkezetet két félből álló gömbhéj veszi körül. A Tracta csuklóval megvalósítható szögkitérés kb.  $30^\circ$ .

Előnyei:

- A megbízható működés
- A kis méret

A 4. 29. ábrán a látható homokinetikus csukló egy háromágú gömbcsapokkal ellátott keresztből és az ezzel kapcsolódó három bevágással ellátott villaszerkezetből áll.



4. 29 ábra Három ágú tripoid csukló

Előnyei:

- Az egyszerű szerkezet
- A nagy szöghibától mentes szögkitérés
- Igen jó hatásfokkal nagy nyomatékot képes átvenni.

**Összefoglaló kérdések:**

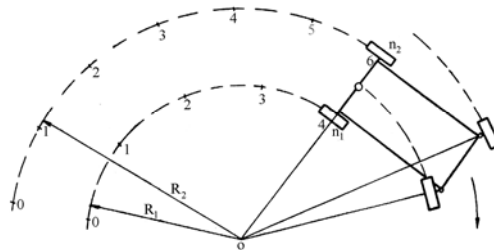
- ✓ A kardántengelyek feladata, szerkezete, működése, konstrukciós változatai. A hajtás szögsebesség ingadozása, annak okai és lefolyása a kardánkereszt szögállásának függvényében. A homokinetikus (állandó szögsebességet biztosító) kardántengelyek konstrukciós kialakítása, konstrukciós változatai.
- ✓ A Hardy tárcsák kialakítása, konstrukciós változatai, alkalmazási területei. A gumibetétes, gumi perselyes, silentblokk csuklók.
- ✓ A homokinetikus kardáncsuklók konstrukciós változatai, a kettős kardáncsukló, a Bendix-Weiss kardáncsukló, a Rzeppa kardáncsukló, a Tracta csukló és a tripoid csukló szerkezete, működése.

## 5. Differenciálművek.

### 5.1. A differenciálművek feladata.

A differenciálműveknek a meghajtott kerekek esetén, biztosítani kell a tengely mindkét végén elhelyezett kerekek azonos fordulattal történő hajtását (egyenes menet), másrészt lehetővé kell tenni, hogy a két kerék egymástól eltérő fordulatszámmal is foroghasson (ívmenet).

Az 5.1. ábrán látható, hogy a kanyarban haladó gépjárműnek a kanyar belső ívén haladó kerekei rövidebb utat tesznek meg, mint a kanyar külső ívén haladó kerekek.



5. 1 ábra Hajtott kerekek fordulatszámviszonyai ívmenetben

A hajtott kerekek csúszástól mentes gördülését feltételezve:

$$\dot{I}_{v1} = R_1 \cdot \varphi_{rad} = n_1 \cdot K_{ker} \quad K_{ker} = \frac{R_1 \cdot \varphi_{rad}}{n_1}$$

$$\dot{I}_{v2} = R_2 \cdot \varphi_{rad} = n_2 \cdot K_{ker} \quad K_{ker} = \frac{R_2 \cdot \varphi_{rad}}{n_2}$$

$$\text{Ezekből} \quad \frac{R_1 \cdot \varphi_{rad}}{n_1} = \frac{R_2 \cdot \varphi_{rad}}{n_2}$$

$$\text{Rendezve az egyenletet} \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_1}{R_2}$$

Ahol:

$\dot{I}_{v1}$	a belső ívén haladó kerék adott idő alatt megtett útja
$\dot{I}_{v2}$	a külső ívén haladó kerék adott idő alatt megtett útja
$\varphi_{rad}$	a hajtott merev tengely szögelfordulása radiánban adott idő alatt
$n_1$	a belső ívén haladó kerék fordulatszáma
$n_2$	a külső ívén haladó kerék fordulatszáma
$R_1$	a belső ív sugara
$R_2$	a külső ív sugara
$K_{ker}$	a fűvott gumikerék kerülete

Vagyis a belső és külső íven haladó kerekek fordulatszámjai az ívek fordulási sugaraival arányosak.

Ívmenetben a gépjármű haladási sebessége a belső és a külső kerék kerületi sebességeinek számtani közepe

$$v_k = \frac{v_{belső} + v_{külső}}{2}$$

A  $v_k$  haladási sebesség az  $R_k$  íven valósul meg, ez tekinthető az ívmenet görbületi sugarának, mely a külső, illetve a belső ív görbületi sugarának számtani közepe, azaz a gépjármű közepes fordulási sugara.

$$R_k = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Az ívmenetben haladó gépjármű nyomtávját  $N$ -el jelölve az

$$R_1 = R_k - \frac{N}{2} \text{ és } R_2 = R_k + \frac{N}{2}$$

A hajtott tengely szögsebességét az ívmenetben  $\omega$ -val (ez nem a kerekek szögsebessége!) jelölve, a belső íven haladó kerék kerületi sebessége

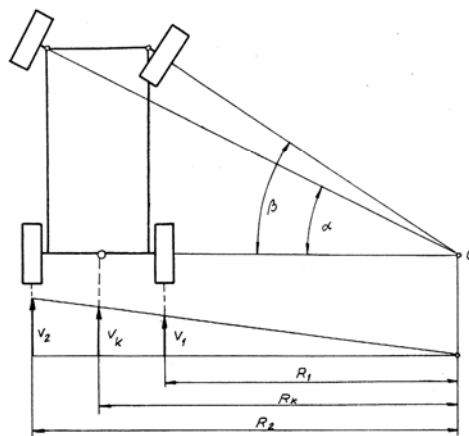
$$v_{belső} = R_1 \cdot \omega = \left(R_k - \frac{N}{2}\right) \cdot \omega \text{ és } v_{külső} = \left(R_k + \frac{N}{2}\right) \cdot \omega \text{ és } v_k = R_k \cdot \omega$$

Ha bevezetjük az  $\frac{N}{2} \cdot \omega = \Delta v$  összefüggést akkor

$$v_{belső} = v_k - \Delta v \text{ és } v_{külső} = v_k + \Delta v$$

Tehát elmondhatjuk, hogy a kerekek kerületi sebessége a belső íven pontosan annyival marad el a gépjármű  $v_k$  közepes haladási sebességétől, mint amennyivel a külső íven előre siet.

Az 5. 2. ábrán egy négykerékű elsőkerék kormányzású és hátsókerék hajtású gépjármű kanyarodása látható.



5. 2 ábra Hátsókerék hajtású gépjármű ívmenete

A fordulási sugarak  $0$  középpontja, csúszásmentes gördülés esetén, a hátsótengely meghosszabbításának és az első tengelycsonkok meghosszabbításainak a metszéspontjában van. A gépjármű közepes fordulási sugara az ábra jelöléseivel is mint azt már korábban meghatároztuk a külső és a belső ív sugarának számtani közepe.

$$R_k = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Ugyanígy kifejezhetjük a hátsókerék hajtás közepes sebességét is, mivel a kerek kerületi sebessége arányos a fordulási sugarakkal.

$$v_k = \frac{v_{belső} + v_{külső}}{2}$$

Mivel a jármű hajtott kerekeinek átmérője azonos, a fenti egyenletek a kerek, illetve a féltengelyek fordulatszámára és  $\omega$  szögsebességeire is felírhatók.

$$n_k = \frac{n_{külső} + n_{belső}}{2} \text{ és } \omega_k = \frac{\omega_{külső} + \omega_{belső}}{2}$$

A fenti összefüggések természetesen az elsőkerék hajtású gépjármű kormányzott első kerekeire is érvényesek.

Ha kanyarban a gépjármű kerekei nem forogtatnának egymástól függetlenül, a haladás csak valamelyik, esetleg mindkét kerék csuszásával volna lehetséges. A kerek csuszását azonban kerülni kell, ellenkező esetben a megcsúszó vagy túlpörgő kerekű jármű tapadása, stabilitása és ezzel kormányozhatósága erősen csökkenne. A megcsúszó gumiabroncsok kopása is fokozottan megnövekedne.

Kanyarban, ívmenetben a külső, illetve a belső íven haladó kereknek tehát egymástól függetlenül el kell tudni fordulnia. Ugyanez a helyzet ha, a két kerék különböző átmérőjű, vagy eltérő, egyenlőtlen a kopása, esetleg eltérő bennük a gumi nyomás. Egymáshoz képest akkor is el kell tudni fordulni a hajtott kereknek, ha a gépjármű egyenlőtlen felszínű terepen halad.

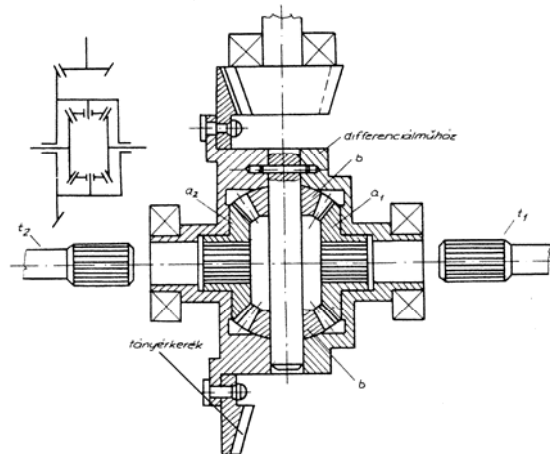
A hajtott kerek független elfordulásának biztosítására a hajtott tengelyt két részből, azaz két féltengelyből készítik. A két féltengelyt közepén a differenciálmű köti össze, amely szerkezeténél fogva lehetővé teszi, hogy a hajtott kerek eltérő fordulatszámmal forogjanak, ezen kívül biztosítja a motor forgatónyomatékának egyenlő elosztását is a két féltengely között.

A gépjárművek első, vagy hátsó tengelyének hajtásához használt differenciálműveit a hajtott féltengelyek egyenlő nyomatékelosztására való tekintettel szimmetrikus differenciálműveknek nevezik.

## 5.2. Szimmetrikus differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

### Szimmetrikus kúpkeres differenciálmű szerkezete.

A kúpkeres differenciálmű szerkezeti felépítése, annak elvi vázlata az 5. 3. ábrán látható.

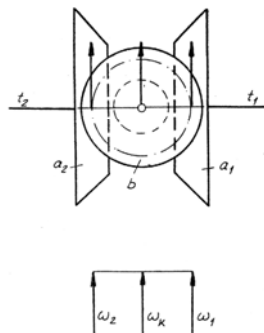


5. 3 ábra Kúpkeres differenciálmű szerkezeti felépítése

A motor a sebességváltón és a kardántengelyen keresztül hajtja a differenciálmű haránthajtóművét, meghajtó kúpkeréket. A meghajtó kúpkerék hajtja a tányérkeréket. Ebből a, két darab kúpos fogaskerékből álló hajtást, nevezik haránthajtóműnek. A haránthajtómű tányérkerékéhez van rögzítve a differenciálmű-ház. A differenciálmű-házba mereven befogott keresztengelyre vannak csapágyazva a **b** jelű bolygókerékek. A bolygókerékek, a **t<sub>1</sub>**, **t<sub>2</sub>** féltengelyek, bordás tengelyvégére bordás aggyal csatlakozó **a<sub>1</sub>** és **a<sub>2</sub>** napkerekekkel kapcsolódnak. A szimmetrikus differenciálműveknél a napkerekek fogszámai azonosak.

### Szimmetrikus kúpkeres differenciálmű működése.

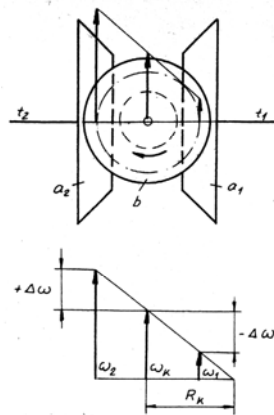
Ha a járműi egyenesen halad, a bolygókerékek nem fordulnak el tengelyük körül mintegy mereven összekapcsolják a féltengelyek végén lévő napkerekeket, és egyenlő szögsebességgel hajtják az **a<sub>1</sub>**, **a<sub>2</sub>** napkerekeken keresztül a két féltengelyt ahogy az, az 5. 4. ábrán is látható.



5. 4 ábra Féltengelyek szögsebessége egyenes menetben

Kanyarban, amikor a belső íven haladó keréknek rövidebb utat kell megtennie, mint a külső íven haladónak, a belső kerék a keletkező útkülönbségnek megfelelően, kevesebbet is fordul, mint a külső. Ezt bolygókerék által teszik lehetővé, hogy elfordulnak saját tengelyük körül. Kanyarban tehát a két kerék között keletkező forgáskülönbséget a differenciálmű bolygókerékei által teszik lehetővé, hogy a bolygóházzal együtt történő körülforgásuk mellett még a saját tengelyük körül is elfordulnak. Ezáltal a kanyarban mindkét kerék csuszás nélkül gördülhet a burkolaton, és az egyes kerekekre átadott nyomaték is egyenletesen oszlik meg a kerekek között.

A kerekek szögsebességei a következőképpen alakulnak ívmenetben. A külső íven haladó kerék szögsebességének növekedése egyenlő a belső íven haladó kerék szögsebességének csökkenésével, míg a differenciálmű-ház szögsebessége változatlanul  $\omega_k$  marad. A féltengelyek és a differenciálmű-ház szögsebesség viszonyainak alakulása ívmenetben az 5. 5 ábrán látható.



5. 5 ábra Féltengelyek szögsebessége ívmenetben

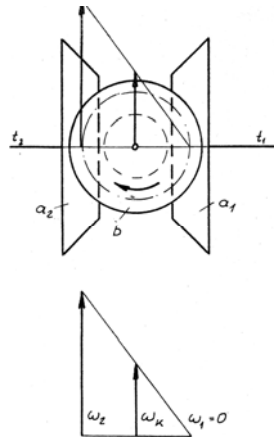
Ívmenetben a külső íven haladó kerék féltengelyének szögsebessége az 5. 5 ábra jelöléseivel  $\omega_2 = \omega_k + \Delta\omega$  és  $\omega_1 = \omega_k - \Delta\omega$

ahol  $\omega_k = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$  és  $\Delta\omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2}$

Ha a jármű egyik féltengelye áll, vagyis  $\omega_1 = 0$ , akkor a másik féltengely szögsebessége a differenciálmű-ház szögsebességének kétszerese lesz, mert az álló napkeréken legördülő bolygókerék a másik napkereket kétszeres fordulatszámmal forgatják, vagyis  $\omega_2 = 2 \cdot \omega_k$ . Ez az eset lánc talpas gépjárműveknél, az úgynevezett sarkonfordulásakor valósul meg, amikor az egyik lánc talpat teljesen lefékeznek. Kerekes gépjárműveknél csúszós, jeges, havas, vagy mély sáros utakon fordulhat elő. Ekkor az erősen lecsökkent tapadás miatt, az egyik kerék



kipöröghet akár már egészen kis nyomaték hatására is. Ebben, a csúszós utakon gyakran előforduló esetben, a féltengelyek és a differenciálmű-ház szögsebesség viszonyait az 5. 6 ábra mutatja.



5. 6 ábra Féltengelyek és a differenciálmű-ház szögsebesség viszonyai az egyik kerék kipörgése esetén

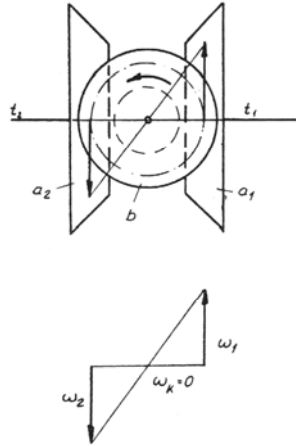
A szimmetrikus differenciálmű, az egyenletes nyomatékelosztása miatt, a másik, esetleg jól tapadó keréken sem tud nagyobb nyomatékot leadni, így kedvezőtlen esetben a motor, és vele a rosszul tapadó kerék felpörög, a jármű pedig elakad.

A differenciálmű belső súrlódása azonban akadályozza a napkerekek forgását a differenciálmű-házhoz képest, valamint a bolygókerékek legördülését. Ennek következtében a féltengelyek nyomatékegyensúlya azonnal megbomlik, amint az egyik oldal gyorsabban forog a másikkal. A lassabban forgó keréken ébred nagyobb nyomaték, mégpedig a belső súrlódás mértékével arányosan növekvően, és így esetleg elég lehet az elinduláshoz vagy továbbhaladáshoz. A differenciálműveknél tehát hasznos a belső súrlódás, ezért egyes típusoknál, például az önzáró differenciálműveknél, a differenciálmű szerkezeti kialakításával növelik a belső súrlódás értékét.

A következő helyzet menet közben sohasem fordulhat elő. Létrehozni csak a gépjármű hajtott kerékpárjának megemelésakor lehetséges. Ha a hajtott tengelyt megemelik a két féltengely közötti differenciálmű-ház rögzíthető. Rögzíthető például úgy, hogy álló motornál, bekapcsolt első sebességfokozatban, a kardántengely végén lévő kúpkerék, nem engedi elfordulni, a hozzá kapcsolódó tányérkeréket (haránthajtómű) amely a hozzá rögzített differenciálmű-házat rögzíti. A differenciálmű-ház rögzítése esetén a két féltengely szögsebességének viszonya a differenciálmű módosítását adja. Tehát ha  $\omega_k = 0$ , és valamelyik féltengelyt hajtjuk, a másik féltengely azonos szögsebességgel ellenkező irányban fog forogni, vagyis, ha  $\omega_1 = -\omega_2$  ezzel a differenciálmű belső módosítása

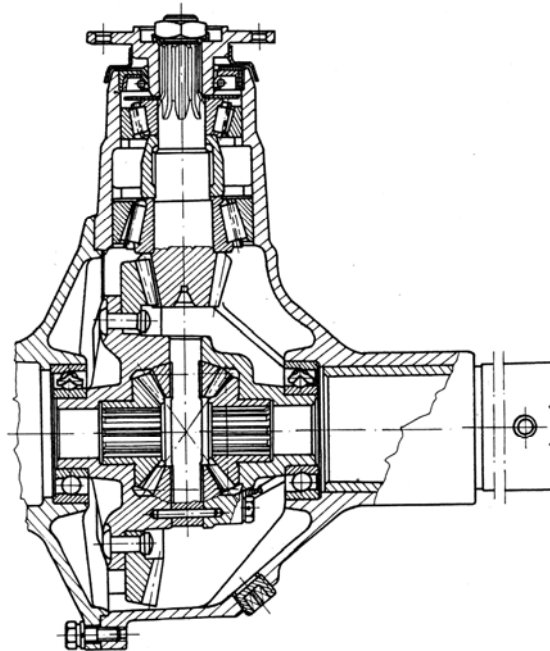
$$i_{\text{differenciálmű}} = \frac{\omega_1}{-\omega_2} = -1$$

A differenciálmű-ház most ismertetett rögzítése esetén a differenciálmű-ház és a féltengelyek szögsebesség viszonyait az 5. 7 ábra szemlélteti.



5. 7 ábra Féltengelyek és a differenciálmű-ház szögsebesség viszonyai differenciálmű-ház rögzítése esetén

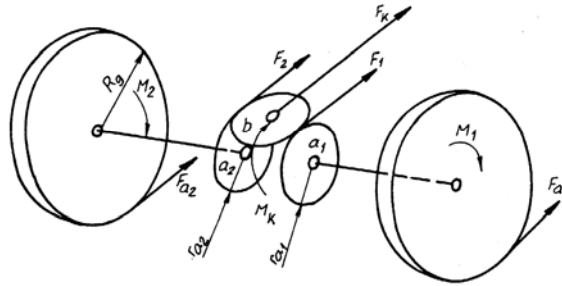
Az előzőekben ismertetett kúpkeres szimmetrikus differenciálmű összeállítási rajza a 5. 8. ábrán látható.



5. 8. ábra Kúpkeres szimmetrikus differenciálmű összeállítási rajza

### 5.2.1. Belső súrlódás nélküli, szimmetrikus kúpkeres differenciálművek szögsebesség, nyomaték és teljesítmény viszonyai a differenciálmű különféle üzemviszonyai esetén.

A belső súrlódás nélküli, szimmetrikus kúpkeres differenciálmű, eltérő napkerék fordulatszámok esetén is azonos nyomatékot biztosít, a két féltengelyen. Működési elve az 5. 9 ábrán látható.



5. 9 ábra Belső súrlódás nélküli, szimmetrikus kúpkeres differenciálmű működési elve

A  $b$  bolygókeréken keresztül az  $F_1 = F_2 = \frac{F_k}{2}$  kerületi erők jutnak a két féltengely végén lévő napkerekekre, melyek nyomatéka a féltengelyekre  $M_1 = F_1 \cdot r_{a1}$ , illetve  $M_2 = F_2 \cdot r_{a2}$ . Mivel a két napkerék geometriai méretei szimmetrikus differenciálműveknél azonosak, és a rájuk ható kerületi erők egyenlők, a féltengelyekre ható nyomatékok is egyenlők. Nagyságuk  $M_1 = M_2 = \frac{M_K}{2}$ , azaz elmondható, hogy a szimmetrikus kúpkeres, elhanyagolható belső súrlódású differenciálművek féltengelyeire és így a hajtott kerekre azonos nyomaték adódik át, és ezzel a hajtott kerek is azonos vonóerő kifejtésére képesek. A hajtott kerek dinamikus gördülési sugarának  $R_g$  ismeretében a két kerék és az útburkolat között ébredő vonóerő nagysága kerekenként a következő összefüggéssel számítható:

$$F_{a1} = F_{a2} = \frac{M_K}{2 \cdot R_g}$$

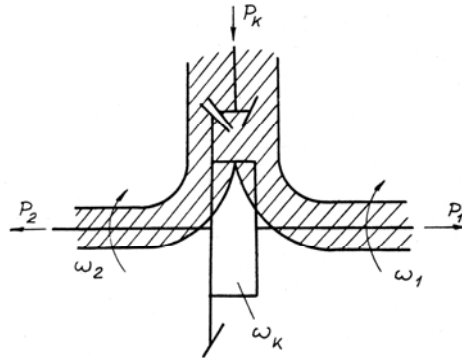
ahol:  $M_K$  a differenciálmű-házra ható nyomaték

$R_g$  a hajtott kerek dinamikus gördülési sugara.

**Egyenes menetben:**  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_K$ , vagyis a féltengelyek szögsebessége azonos a differenciálmű-ház szögsebességével.

A féltengelyekre jutó teljesítmény:  $M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 = \frac{M_K}{2} \cdot \omega_K$  azaz  $P_1 = P_2 = \frac{P_K}{2}$

Egyenes menetben tehát a differenciálműbe bevezetett teljesítmény fele-fele arányban jut a két féltengelyre. Egyenes menetben féltengelyek közötti teljesítményviszonyokat jól szemlélteti az 5. 10 ábrán látható shankey diagram.



5. 10 ábra Féltengelyek közötti teljesítményviszonyok egyenes menetben

**Ívmenetben (fordulóban),** csúszásmentes gördülést feltételezve, a belső íven haladó kerék szögsebessége  $\omega_1 = \omega_K - \Delta\omega$  és a külső íven haladó kerék szögsebessége  $\omega_2 = \omega_K + \Delta\omega$ .

Mivel a szimmetrikus differenciálműveken a féltengelyekre jutó nyomatékok azonosak  $M_1 = M_2 = \frac{M_K}{2}$ , a kerekre jutó teljesítmények a kerek szögsebességével egyenesen arányosak, vagyis

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = \frac{M_K}{2} \cdot (\omega_K - \Delta\omega) \text{ és } P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = \frac{M_K}{2} \cdot (\omega_K + \Delta\omega)$$

Mivel  $\frac{M_K}{2} \cdot \omega_K = \frac{P_K}{2}$  és  $\frac{M_K}{2} \cdot \Delta\omega = \Delta P$ , ebből következik, hogy a féltenge-

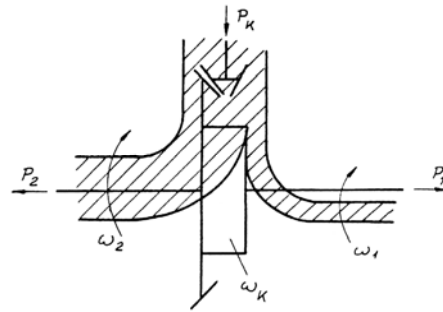
lyekre jutó teljesítmény  $P_1 = \frac{P_K}{2} - \Delta P$  és  $P_2 = \frac{P_K}{2} + \Delta P$

A fentiekből látható, hogy ívmenetben, amennyivel kisebb teljesítmény jut a lassabban forgó féltengelyre, ugyanannyival nagyobb teljesítmény jut a gyorsabban forgó féltengelyre. A két féltengely között, ívmenetben tehát  $2 \cdot \Delta P$  teljesítménykülönbség lesz.

Mivel  $\frac{P_1}{P_2} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2}$  és a szimmetrikus differenciálműveknél az  $M_1 = M_2$

$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$  vagyis az egyes féltengelyekre jutó teljesítmények a fordulatszámokkal, illetve a hajtott kerekek fordulási sugaraival arányosak.

Ívmenetben féltengelyek közötti teljesítményviszonyokat jól szemlélteti az 5. 11 ábrán látható shankey diagram.



5. 11 ábra Féltengelyek közötti teljesítményviszonyok ívmenetben

A féltengelyekre jutó teljesítmény viszonyok, ha az **egyik féltengely áll**.  
Ha az egyik féltengely áll

$$\omega_1 = 0$$

a másik féltengely szögsebessége

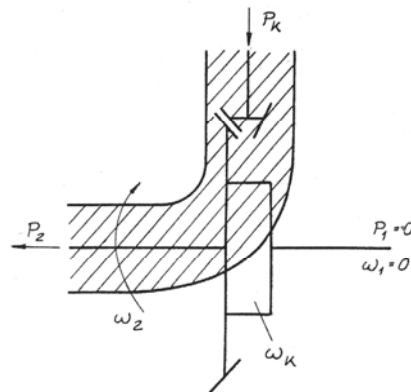
$$\omega_2 = 2 \cdot \omega_K.$$

Ebből következik, hogy a féltengelyekre jutó teljesítmények

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = 0 \text{ és } P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = \frac{M_K}{2} \cdot 2 \cdot \omega_K = M_K \cdot \omega_K = P_K$$

Tehát a differenciálmű-házzal közölt nyomaték, ebben az esetben, teljes egészében a másik, a kipörgő féltengelyre jut.

Ha az egyik féltengely áll, a másik kipörög, a féltengelyek közötti teljesítményviszonyokat jól szemlélteti az 5. 12 ábrán látható shankey diagram.



5. 12 ábra Féltengelyek közötti teljesítményviszonyok mikor az egyik féltengely áll

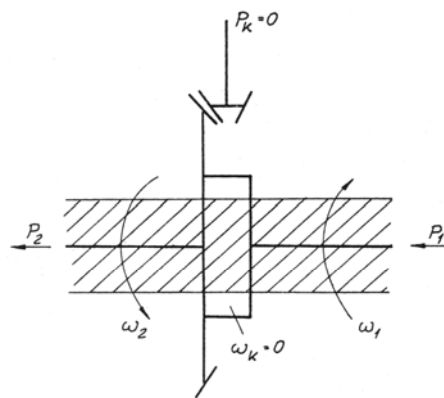
Abban az esetben, ha álló motornál, a gépjármű hajtott féltengelyein lévő kerekeket megemeljük, a sebességváltót lehetőleg az első sebességfokozatba kapcsoljuk, a differenciálmű házat gyakorlatilag rögzítjük. A **differenciálmű-ház rögzítése** esetén, az egyik kerék kézzel történő forgatásával, a féltengelyen kézzel bevezetett teljesítmény, a másik féltengelyen ellenkező forgásirányban jelentkezik.

Mivel  $\omega_1 = -\omega_2$  és  $M_1 = -M_2$

A féltengelyeken a leadott teljesítmények viszonya  $M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$

Tehát  $P_1 = P_2$

Ha a differenciálmű-házat az előbb említett módon rögzítjük, féltengelyek közötti teljesítményviszonyokat jól szemlélteti az 5. 13 ábrán látható shankey diagram.



5. 13 ábra Féltengelyek közötti teljesítményviszonyok mikor a differenciálmű-ház rögzített állapotban van

Természetesen ez az üzemállapot normál üzemi viszonyok között sosem jöhet létre, de ennek az üzemállapotnak a tárgyalása, a differenciálművek működésének megismeréséhez feltétlenül szükséges.

### 5.2.2. A kúpkerekes differenciálművek nyomaték és teljesítményviszonyai a belső súrlódás figyelembevételével

A differenciálművek kinematikai és dinamikai vizsgálata során, eddig elhanyagoltuk a valóságban mindig jelentkező veszteségeket, a belső súrlódás hatásait a differenciálmű különféle üzemviszonyai között, és így a két féltengelyre leadott nyomatékokat mindig egyenlőnek tekintettük. A valóságban azonban a forduláskor egymáson legördülő bolygókerékeket és a napkerékeket tengely irányú, axiális erők terhelik. A fogaskerekek axiális erőhatása és a csapágysúrlódások miatt

ébredő súrlódó erők belső súrlódási nyomatéka  $M_r$  természetesen megváltoztatja a differenciálművekben létrejövő nyomatéki egyensúlyt, ezért a súrlódó erők által keltett nyomaték vizsgálata feltétlenül szükséges.

Egyenes menetben a féltengelyek szögsebessége egyenlő és megegyezik a differenciálmű-ház szögsebességével.  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_K$

Ebben az esetben a bolygókerek nem fordulnak el a saját tengelyük körül. A napkerekek együtt forognak a differenciálmű-házzal, amelyben csapágyazva vannak. Ezért a differenciálműben súrlódási veszteségek nem lépnek fel, és a nyomatékok illetve a teljesítmények egyenlően oszlanak meg a két féltengelyen.

Egyenes menetben tehát a nyomatékok, és a féltengelyeken átvitt teljesítmények a két féltengelyen egyenlők, vagyis

$$M_1 = M_2 = \frac{M_K}{2} \quad \text{és} \quad P_1 = P_2 = \frac{P_k}{2}$$

Ívmenetben  $\omega_2 > \omega_K > \omega_1$

A súrlódó erők nyomatéka  $M_r$  megváltoztatja a nyomatéki egyensúlyt. A nagyobb szögsebességgel forgó elemek és a kisebb szögsebességgel forgó elemek között fellépő súrlódó erő nyomatéka mintegy együttforgásra szeretné kényszeríteni a kisebb szögsebességű elemeket. Ez azt eredményezi, hogy a kisebb szögsebességgel forgó féltengelyre nagyobb nyomaték jut természetesen a nagyobb szögsebességű féltengely rovására.

A differenciálművek belső súrlódását is figyelembe véve az egyes féltengelyeken átvitt nyomatékok a következő összefüggésekkel számíthatók:

A kisebb szögsebességgel forgó féltengely által átvitt nyomaték  $M_1 = \frac{M_K + M_r}{2}$

A nagyobb szögsebességgel forgó féltengely által átvitt nyomaték  $M_2 = \frac{M_K - M_r}{2}$

A féltengelyek által átvitt nyomatékok viszonya a súrlódó erők nyomatékának figyelembe vételével

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\frac{M_K + M_r}{2}}{\frac{M_K - M_r}{2}} = \frac{M_K + M_r}{M_K - M_r}$$

A két féltengelyre jutó nyomatékok viszonya tehát csak a súrlódó erők nyomatékának a függvénye. Jól látható az összefüggésből, hogy minél nagyobb a súrlódó erők nyomatéka, annál nagyobb lesz az eltérés az egyes féltengelyeken átvitt nyomatékok között.

A két féltengely közötti nyomatékeloszlás mértékét az úgynevezett önzárási tényezővel is kifejezhetjük. Az önzárási tényező alatt a differenciálműben ébredő belső súrlódó erők nyomatékának és a differenciálművel átvitt összes nyomatéknak a viszonyát értjük. A differenciálművek önzárási tényezője a következő összefüggés segítségével számítható:

$$K = \frac{M_r}{M_K}$$

Mivel a kisebb szögsebességű, nagyobb nyomatékot átvivő tengelyen átvitt nyomaték a belső súrlódó erők nyomatékát is figyelembe véve  $M_1 = \frac{M_K + M_r}{2}$ , és a nagyobb szögsebességű, kisebb nyomatékot átvivő tengelyen átvitt nyomaték a belső súrlódó erők nyomatékát is figyelembe véve  $M_2 = \frac{M_K - M_r}{2}$ . A két féltengelyen átvitt nyomatékok különbsége  $M_1 - M_2 = \frac{M_K + M_r}{2} - \frac{M_K - M_r}{2}$  ebből következik, hogy  $M_r = M_1 - M_2$ , míg  $M_1 + M_2 = \frac{M_K + M_r}{2} + \frac{M_K - M_r}{2}$ , ebből következik, hogy  $M_K = M_1 + M_2$ .

A differenciálművek önzárási tényezője a féltengelyeken átvitt nyomatékokból a következő összefüggés segítségével számítható:

$$K = \frac{M_r}{M_K} = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2}$$

Ahol  $M_r$  a belső súrlódási nyomaték

$M_K$  a differenciálmű-ház nyomatéka.

Súrlódásmentes differenciálműnél, ahol  $M_r=0$ , az önzárási tényező  $K=0$ . Ahol az önzárási tényező értéke  $K=1$  ott a súrlódási nyomaték egyenlő a differenciálmű-ház nyomatékával, vagyis  $M_r=M_K$  azaz a differenciálmű önzáró.

A gépjárművek jó terepjáró képessége érdekében ajánlatos növelni a differenciálművek belső súrlódását, de nincs szükség teljes önzárás biztosítására, mert az önzárási tényező növekedésével romlik a jármű kormányozhatósága, és fokozódik a gumiabroncsok kopása. A önzárási tényezők szokásos értéke ezért  $K=0,3 \div 0,5$ . A normál kúpkerekes differenciálmű önzárási tényezője ennél az értéknél lényegesen kisebb. Értéke  $K=0,05 \div 0,15$  között van, ezért, terepjáró gépkocsikba differenciálzárat, vagy önzáró differenciálművet építenek.



Természetesen a differenciálművek belső súrlódása rontja az erőátviteli rendszer hatásfokát, vagyis teljesítmény veszteséget okoz.

A differenciálműbe bevezetett összes teljesítmény  $P_K = M_K \cdot \omega_K$

A féltengelyeken elvezetett teljesítmény, a hasznos teljesítmény  $P_1 + P_2 = M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2$

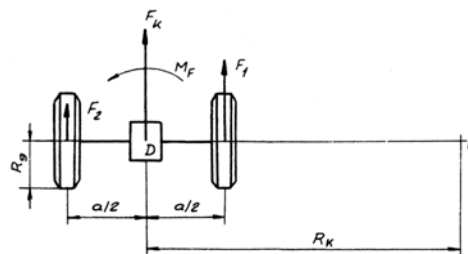
Ívmenetben a teljesítményvesztéset a differenciálmű belső súrlódó erőinek a nyomatóka okozza. Értéke  $P_r = M_r \cdot \Delta\omega = M_r \cdot \frac{\omega_2 - \omega_1}{2}$

Vagyis  $P_K = P_1 + P_2 + P_r$ , és a differenciálmű hatásfoka  $\eta_d = \frac{P_1 + P_2}{P_K}$

### 5.2.3. Vonóerők megoszlása forduláskor

Az előző fejezetben láttuk, hogy a gépjárművek fordulásakor a féltengelyekre különböző nyomaték jut. A belső íven forduló keréken, a kisebb szögsebességgel forgó féltengely nagyobb nyomatéka miatt nagyobb vonóerő keletkezik, mint a külső íven forduló keréken. A belső súrlódás miatt tehát a hajtott kereken eltérők a vonóerők. A vonóerők különbsége a fordulás irányával ellentétes értelmű forgatónyomatékat ébreszt. Ez a forgatónyomaték a hajtókerekeket, és ezzel az egész járművet igyekszik az egyenes menetbe visszaállítani.

Az 5. 14 ábrán egy jobbra forduló gépjármű meghajtott kerekein ébredő vonóerő viszonyok láthatók.



5. 14 ábra Hajtókerekek kerületén kifejtett vonóerő, ívmenetben

A belső íven haladó kerék kerülete és az útburkolat között ébredő vonóerő  $F_1 = \frac{M_1}{R_g}$ , a külső íven haladó kerék kerülete és az útburkolat között ébredő vo-

nóerő  $F_2 = \frac{M_2}{R_g}$ , ahol  $R_g$  a fűvott gumibroncs dinamikus gördülési sugara.

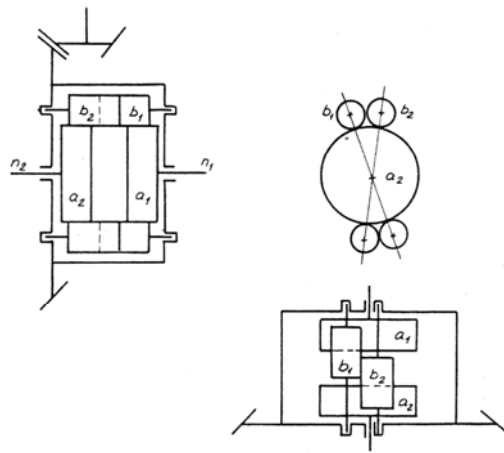
A differenciálmű belső súrlódó erőinek nyomatékát figyelembe véve, ívmenetben a belső íven lassabban forgó kerékre nagyobb nyomaték jut, vagyis  $M_1 > M_2$ , ebből következik, hogy a belső íven haladó kerék kerülete és az útburkolat kö-

zött ébredő vonóerő nagyobb, mint a külső íven haladó kerék kerülete és az útburkolat között ébredő vonóerő, vagyis  $F_1 > F_2$ .

A kerületi erők különböző értékének hatására a gépjármű íven történő haladását ellen ható nyomaték  $M_r = F_1 \cdot \frac{a}{2} - F_2 \cdot \frac{a}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{a}{2}$  Az összefüggésben  $a$ , a nyomtáv.

#### 5.2.4. Homlokkerekes differenciálmű

A homlokkerekes differenciálmű kinematikai vázlata az 5. 15 ábrán látható.



5. 15 ábra Homlokkerekes differenciálmű kinematikai vázlata

A differenciálmű házban csapágyazott tengelyű  $b_1$  és  $b_2$  bolygókerék fogkapcsolatban vannak egymással, és az  $a_1$ ,  $a_2$  napkerekekkel is. A  $b_1$  bolygókerék az 5. 15 ábra szerinti jobboldali féltengelyhez rögzített  $a_1$  napkerékkel kapcsolódik, míg a  $b_2$  bolygókerék az 5. 15 ábra szerinti baloldali féltengelyhez rögzített  $a_2$  napkerékkel kapcsolódik. A motor forgatónyomatékát ennél a differenciálműnél is a kardántengely végéhez rögzített meghajtó hajtó kúpkerék adja át a tányérkeréknek (haránthajtómű). A tányérkerékhez rögzített differenciálmű-házban elhelyezett homlokfogazású  $b_1$  és  $b_2$  bolygókerék a gépjármű egyenes haladása esetén nem forognak el a tengelyük körül, és a nyomatékot egyenletesen elosztva, a két féltengelyt azonos szögsebességgel forgatják.

A gépjármű ívmenete esetén hasonlóan, mint a kúpkerékes differenciálművek-nél, a féltengelyek fordulatszámai arányosak a fordulási sugarakkal.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{R_1}{R_2}$$

A homlokkerekes differenciálmű működése az 5. 15. ábra alapján a következő:

Jobbra fordulás esetén például, a belső íven forduló kerékhez kapcsolódó féltengelyen lévő  $\mathbf{a}_1$  napkerék lassabban forog, mint a differenciálmű-ház. A vele kapcsolódó  $\mathbf{b}_1$  bolygókerekek legördülnek az  $\mathbf{a}_1$  napkeréken, miközben a  $\mathbf{b}_2$  bolygókerekeket, amelyekkel szintén fogkapcsolatban állnak, ellentétes értelemben meghajtják. A  $\mathbf{b}_2$  bolygókerekek a velük kapcsolódó  $\mathbf{a}_2$  napkerékre, amely a külső íven haladó kerék féltengelyéhez van rögzítve, úgy adják át a forgómozgást, hogy annak fordulatszámát növelik.

A homlokkerekes differenciálművek féltengelyei között a szimmetrikus nyomatékelosztást az azonos geometriai méretű és fogszámú napkerekek, valamint a szintén azonos geometriai méretű és fogszámú bolygókerekek biztosítják. Vagyis,  $d_{a1} = d_{a2}$  és a  $d_{b1} = d_{b2}$

A kúpkeres differenciálművekkel összehasonlítva láthatjuk, hogy egy bolygó kúpkeréket két egymással kapcsolódó homlokfogazású bolygókerék helyettesít.

A gyakorlatban legalább két pár, esetleg három pár bolygókeréket alkalmaznak, differenciálmű kiegyensúlyozása, valamint a méretek csökkentése érdekében.

A homlokkerekes differenciálművek belső súrlódása kisebb, mint a kúpkeresé, mert a homlokfogazás kivitele pontosabb és tengelyirányú erők sem keletkeznek.

### 5.2.5. Differenciálzárak szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

A szimmetrikus differenciálművek közel egyenlő arányú nyomatékelosztása a két féltengely között gyakran hátrányos. Ha a gépjármű haladása közben, egyik meghajtott kereke jeges, síkos talajra kerül, annyira lecsökkenhet a tapadása, hogy a kerék kerületén ébredő tapadóerő nem elegendő a rendelkezésre álló forgatónyomaték átvitelére. A motor a rosszul tapadó kereket túlpörgeti, ugyanakkor a jól tapadó, lassabban forgó, keréken sem ébredhet lényegesen nagyobb vonóerő, a közel egyenlő nyomatékelosztás miatt. A motor felpörög, mert az ellenállás lecsökkent. A gépjármű pedig elveszíti iránystabilitását, a túlpörgetett keréken a kerék oldalvezetése lecsökken, gépjármű kormányozhatatlanná válhat, vagy jobb esetben el is akadhat.

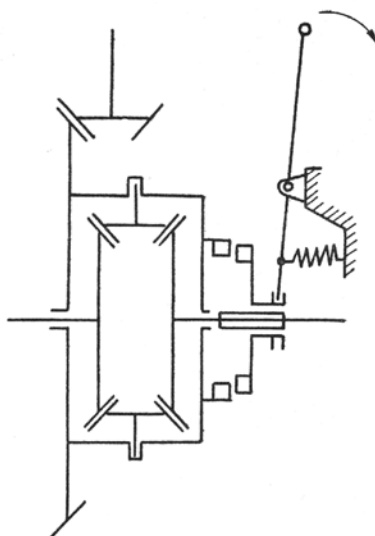
Ha a fenti helyzet a gépjármű indításakor fordul elő, akkor a túlpörögő kerék vonóerejére lecsökken a tapadó kerék vonóereje, mely rendszerint nem elegendő a gépjármű elindításához sem.

A fogaskerekes differenciálműveknél ezért a szerkezet belső súrlódásának növekedése a fenti esetekben kifejezetten előnyös, mert a jobban tapadó kerékre, azaz a lassabban forgó kerékre lényegesen nagyobb nyomaték juthat, mint a túlpörögő kerékre. A kúpkeres differenciálművekben, a kúpkeréken jelentkező

axiális erők következtében a belső súrlódás lényegesen nagyobb, mint a homlokkerekes differenciálműveknél. Ebből következik, hogy a kúpkeres differenciálművek önzárási tényezője nagyobb, mint a homlokkerekes differenciálműveké.

A szimmetrikus differenciálművek alkalmazása esetén azonban a két hajtott féltengelyen mindig azonos, vagy közel azonos nyomaték jut, ezért a homlokkerekes differenciálművekkel szerelt gépjárműveknél, illetve azon kúpkeres differenciálművel szerelt gépjárműveknél, melyeknek nehéz terepviszonyok közötti alkalmazásra is terveztek, a szimmetrikus differenciálművek e hátrányos tulajdonságának kiküszöbölésére alkalmazzák az időszakosan működtethető differenciálzárakat. A differenciálzár bekapcsolásakor a differenciálmű-ház és az egyik féltengely merev összekapcsolásával a differenciálmű kiegyenlítő hatását kiküszöbölik, a féltengelyek csak megegyező fordulatszámmal foroghatnak.

Az 5. 16 ábrán mechanikusan működtetett differenciálzár kinematikai látható.

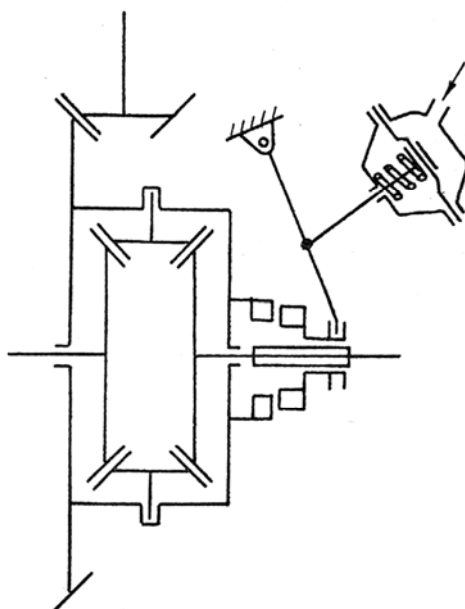


5. 16 ábra Mechanikus működtetésű differenciálzár

A szerkezet bekapcsolását a gépjármű vezetője végzi, egy emelőkar segítségével. Az emelőkarral mozgatható körmös kapcsoló fél az egyik féltengely bordázott részén csúsztatható el axiális irányban. Ezzel a tengelyirányú mozgással zárható, illetve nyitható a körmös kapcsoló. A körmös kapcsoló zárásával a differenciálmű-ház és a jobboldali féltengely csak együtt foroghat, ugyanakkor a baloldali féltengely is együttforgásra kényszerül a differenciálmű-házzal, mert előresietése vagy lemaradása csak akkor lenne lehetséges, ha a házhoz rögzített jobboldali tengely ugyan olyan mértékben ellenkező irányba mozogna. A differenciálzár körmös kapcsolóját rugóerő tartja kikapcsolt helyzetben, tehát csak addig zár, amíg a gépjármű vezetője bekapcsolva tartja.

Nehéz tehergépjárműveknél, a differenciálzár működtetését a műszerfalon elhelyezett kapcsolóval vezérik. A műszerfalon elhelyezett kapcsoló egy mágnes szelepet vezérel. A mágnes szelep nyitásakor a sűrített levegő a munkahenger felső részébe áramlik, és a membránnal kapcsolt tolórudat balra lefelé mozditja. A tolórúddal kapcsolódó villa mozditja el a féltengely bordázott részére illeszkedő körmös kapcsolót, amely rögzíti a féltengelyt a differenciálmű-házzal. A bekapcsolással egyidejűleg a műszerfalon elhelyezett ellenőrző lámpa kigyullad, figyelmeztetve a vezetőt, hogy be van kapcsolva a differenciálzár.

Kikapcsoláskor a levegő nyomásának csökkenésével a membrán mögött elhelyezett rugó oldja a differenciálzarat. Egy pneumatikus membránhengerrel működtetett differenciálzár kinematikai vázlatát látható az 5. 17 ábrán.



5. 17 ábra Pneumatikus működtetésű differenciálzár

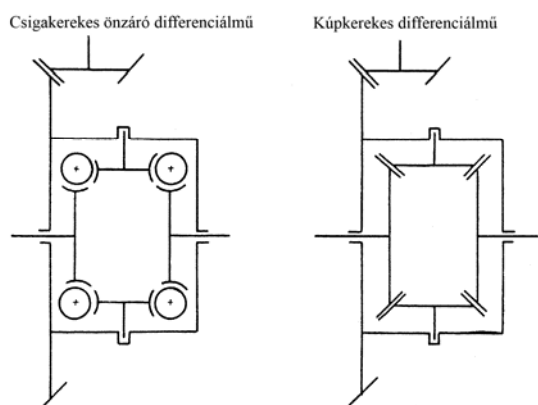
A differenciálzár hátránya, hogy kezelése a gépjármű vezetőjére van bízva. Bekapcsolni csak álló járműnél, vagy a féltengelyek, és a differenciálmű-ház együttforgása esetén, tehát csak egyenes menetben, együttforgó féltengelyeknél lehet. Szilárd burkolatú útra érve azonnal ki kell kapcsolni, mivel a bekapcsolt differenciálzár kormányzási nehézségeket, farolást, intenzív gumiabroncskopást, illetve az erőátviteli rendszer sérülését okozhatja. Az állandó ki- és bekapcsolás az amúgy is bonyolult terepviszonyok esetén hátrányos, mert elvonja a vezető figyelmét a terepakadályoktól, és rendkívül lecsökkenti a gépjármű átlagos sebességét. Ezért a differenciálzár helyett, főleg az egyre nagyobb számban gyártott terepjáró gépjárműveknél, önzáró, vagy növelt belső súrlódású differenciálműveket alkalmaznak.

### 5.3. Önzáró differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

Az önzáró differenciálművek nagy belső súrlódásuk miatt szükségtelessé teszik a differenciálzárát. Traktorokba, vontatókba, terepjárókba, melyek gyakran közlekednek rossz utakon, önzáró differenciálműveket szerelnek. Az önzáró differenciálművek ívmenetben megengedik a hajtókerekek egymástól eltérő szögsebességgel történő forgását, viszont abban az esetben, ha a tapadóerő csökkenése miatt az egyik kerék nem tud megfelelő vonóerőt kifejteni, túlpörög, a másik keréken az önzárási tényezővel arányosan, nagyobb vonóerő adódik át. Az önzáró differenciálművekkel ellátott terepjárók akkor is el tudnak indulni, ha egyik hajtott kerékük gödör fölött áll, tehát, ha a talajjal nem is érintkezik, persze csak akkor, ha egyrészt elég nagy a differenciálmű önzárási tényezője, másrészt, ha a másik hajtott keréken az elinduláshoz szükséges vonóerő átadásához szükséges tapadósúrlódás rendelkezésre áll. A sportkocsikat és versenyautókat is önzáró differenciálművekkel látják el. Az önzáró differenciálművek biztosítják, hogy ívmenetben, amikor a centrifugális erő miatt, a belső íven futó kerekek terhelése erősen lecsökken, a jobban terhelt külső íven futó hajtókeréken kifejthető vonóerő ne csökkenhessen le.

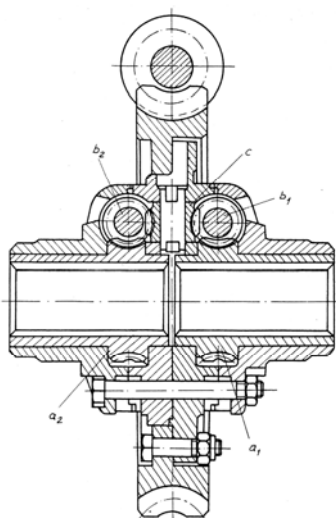
#### 5.3.1. Csigakerekes önzáró differenciálművek

A csigakerekes önzáró differenciálművek, szerkezeti felépítésüket tekintve leginkább a kúpkerékes differenciálművekre hasonlítanak. A csigakerekes önzáró differenciálművekben azonban a kúpkerékes differenciálmű egy-egy kúpfogazású bolygókerekét, a differenciálmű-házban csapágyazott két-két zárócsiga és egy-egy bolygó csigakerék helyettesíti, ahogy ez az 5. 18 ábrán mutatott kinematikai vázlatokon látható.



5.18 ábra Csigakerekes önzáró differenciálmű összehasonlítása a kúpkerékes differenciálművel

Az 5. 19. ábrán bemutatott csigakerekes önzáró differenciálmű működése a következő. A differenciálmű házát csigakerék hajtja. A differenciálmű-házzal közölt nyomaték közvetlenül a **c** csigakerekekre jut. A **c** csigakerekek a két oldalról hozzájuk kapcsolódó **b<sub>1</sub>** és **b<sub>2</sub>** kis zárócsigákkal dolgoznak együtt.

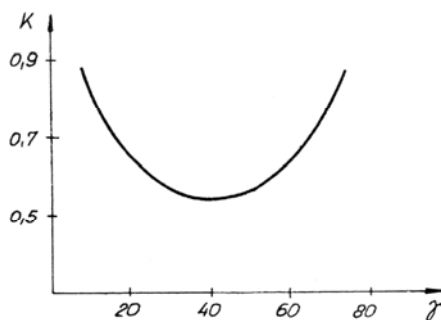


5. 19 ábra Csigakerekes önzáró differenciálmű

A  $b_1$  és  $b_2$  zárócsigák a két féltengelyre szerelt  $a_1$  és  $a_2$  csigakerekekhez is kapcsolódnak. Ilyen módon a féltengelyek négy sorba kapcsolt csigahajtáson,  $a_2-b_2$ ,  $b_2-c$ ,  $c-b_1$ ,  $b_1-a_1$ , keresztül kényszerkapcsolatban vannak egymással. Ez a kényszerkapcsolat biztosítja, hogy létrejöhet a hajtókerekek fordulatszám-különbsége a gépjármű ívmenetében. A differenciálmű fogterheléseinek csökkentésére négy, esetleg három párhuzamosan kapcsolt csigarendszert alkalmaznak.

Ha a jármű haladása közben a közös tengelyhídhöz tartozó hajtókerekek egyike elveszti tapadását a burkolaton, vagy a terepen, mert gödör, jég, vagy más csökkent tapadást biztosító talajrész fölé kerül, a sorba kapcsolt csigahajtások belső súrlódásai összeadódnak. Ez jelentősen megnöveli a differenciálmű belső súrlódását, és meggátolja a kerék túlpörgését, mert a nagyobb nyomaték a lassabban forgó, jobban tapadó kerékre jut.

A csigakerekek általában bronzból, a záró csigák pedig acélból készülnek. A csigakerekes önzáró differenciálmű szerkezete bonyolult, nagyon költséges, és igen érzékeny a gyártási pontatlanságokra. Ezért nem terjedt el, annak ellenére, hogy az önzárás mértékének a csigák menetemelkedésével való szabályozhatósága nagy előnyt jelent. Az 5.20. ábrán látható diagram mutatja a  $K$  önzárási tényező változását a záró csigák menetemelkedési szögének a függvényében.



5. 20 ábra Önzárási tényező változása a zárócsigák menetemelkedésének a függvényében

A gyakorlatban  $\gamma = 20^\circ \div 30^\circ$ -os menetemelkedési szöget alkalmaznak, amikor az önzárási tényező értéke  $K=0,58 \div 0,71$ .

Miután az önzárási tényező alatt a differenciálmű belső súrlódó erőinek nyomatéka és az  $M_r$  és a differenciálművel átvitt nyomaték  $M_K$  viszonyát értjük, írhatjuk, hogy

$$K = \frac{M_r}{M_K} = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2}, \text{ ebből } K \cdot (M_1 + M_2) = M_1 - M_2$$

$$\text{Elvégezve a beszorzást } K \cdot M_1 + K \cdot M_2 = M_1 - M_2$$

$$\text{Rendezve az egyenletet, } M_1 \cdot (1 - K) - M_2 \cdot (1 + K) = 0, \text{ illetve } M_1 \cdot (1 - K) = M_2 \cdot (1 + K)$$

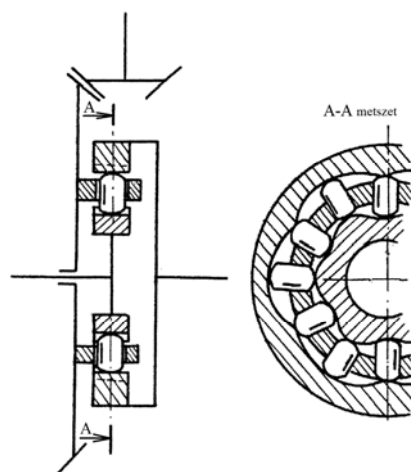
$$\text{Ebből } \frac{M_1}{M_2} = \left( \frac{1 + K}{1 - K} \right)$$

Vagyis a már említett  $K=0,58 \div 0,71$  önzárási tényezőjű tartományban a lassabban forgó tengelyre jutó nyomaték 3,76  $\div$  5,896 szorosa lehet a csökkent tapadási súra jutó nyomatéknak, vagyis  $\frac{M_1}{M_2} = 3,76 \div 5,896$

### 5.3.2 Ékpályás önzáró differenciálművek

Terepjáró gépjárművekben a terepjáró képesség fokozása érdekében gyakran alkalmazzák a nagy önzárási tényezővel rendelkező, ékpályás csúszótagos differenciálműveket. A csúszótagok mozgása lehet radiális vagy axiális irányú.

Radiális csúszótagokkal ellátott ékpályás differenciálmű kinematikai vázlatát az 5. 21. ábrán látható.

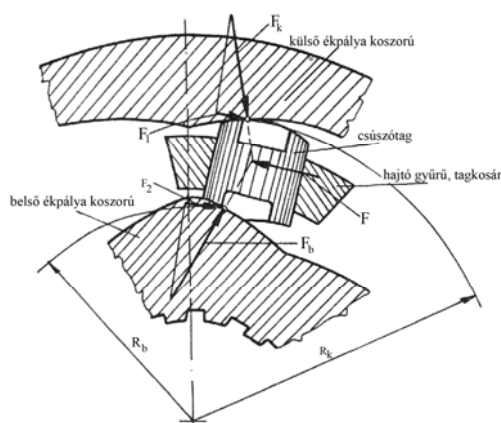


5. 21. ábra Radiális csúszótagokkal ellátott ékpályás differenciálmű



A napkerekek helyett a két féltengelyre hullámos kialakítású gyűrűfelületek, úgynevezett ékpálya koszorúk vannak rögzítve, melyek között a csúszótagok mozoghatnak. A külső és a belső, hullámos kialakítású gyűrűk között helyezkedik el a differenciálmű-házzal egybeépített hajtógyűrű, amelyen radiális furatok vannak. A sugár irányú, radiális furatokban helyezkednek el a hengeres csúszótagok, melyeknek legömbölyített végei a féltengelyekhez rögzített ékpálya koszorúk hullámos kialakítású felületeihez kapcsolódnak. A csúszótagok kosarát képező hajtógyűrű meghajtásakor a vele együtt forgó csúszótagok a külső és a belső gyűrű hullámos kialakítású felületeihez kapcsolódva, azokat, mintegy mechanikusan összezárva, magukkal viszik. Egyenes menetben tehát a külső és a belső ékpálya koszorú hullámos kialakítású gyűrűfelületeihez kapcsolódó csúszótagok együttl forgásra kényszerítik a két féltengelyt.

Az 5. 22 ábrán láthatók a külső és belső ékpálya koszorúkra ható erők.

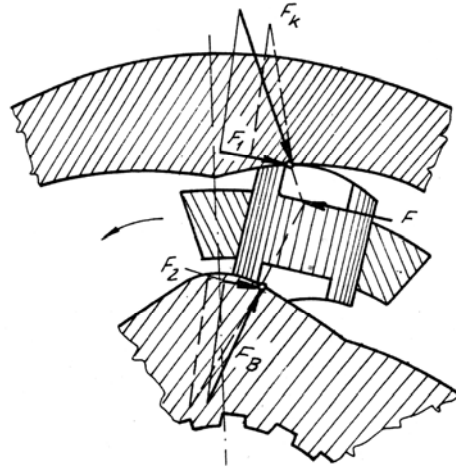


5. 22 ábra ékpálya koszorúkra ható erők egyenes menetben

A differenciálmű-házzal összekötött hajtó csúszótag kosár  $F$  erővel hat a csúszótagra, nekinyomva azt a külső és a belső ékpálya koszorúknak  $F_k$  illetve  $F_b$  erővel, melyek hatásvonalai merőlegesek az érintkezési pontok közös érintőfelületeire, és az  $F$  kerületi erő hatásvonalában metszik egymást (három erő egyensúlyának az egyik feltétele). Az  $F_k$  és az  $F_b$  erők érintőleges, tangenciális komponensei az  $F_1$  és az  $F_2$  kerületi erők hatására az ékpálya koszorúk is együtt forognak a csúszótagokkal, illetve a differenciálmű-házhoz rögzített hajtó gyűrűvel. Mivel a kerületi erők  $F_1$ , illetve  $F_2$  viszonya megegyezik a sugárárányal, azaz  $\frac{F_1}{F_2} = \frac{R_k}{R_b}$ , a differenciálmű-ház által közölt nyomaték fele-fele arányban oszlik meg a két féltengely között.

Forduláskor vagy kerékfelpörgéskor a féltengelyek fordulatszáma eltérő. Ebben az esetben a differenciálmű-házzal együtt forgó csúszótagok a lassabban forgó ékpálya koszorútól a gyorsabban forgó ékpálya koszorú irányába radiális irány-

ban elmozdulnak. Az elmozdulás következtében a csúszótagok és az ékpálya felületek közti súrlódási erő növeli a lassabban forgó féltengelynek átadott nyomaték értékét. Az 5. 23 ábrán látható az erőviszonyok alakulása a súrlódások figyelembevételével, mikor a belső ékpálya koszorú forog gyorsabban.



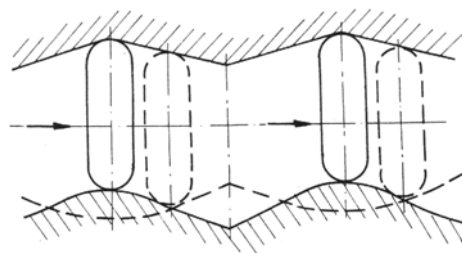
5. 23 ábra Ékpálya koszorúkra ható erők fordulóban

Az ábrán szaggatott vonallal le vannak rajzolva az egyenes menetben ható erők is. Látható, hogy a külső illetve a nagyobb tapadással rendelkező kerék nagyobb vonóerőhöz jut.

A csúszótag csak akkor tud erőt átadni az ékpálya koszorúknak, ha az  $F_k$  és  $F_b$  erők hatásvonalai a kosár forgási irányában, hegyesszöget zárnak be az  $F_1$  és az  $F_2$  erők hatásvonalalaival. Az 5. 22 és az 5.23 ábrákon jelzett forgásirányban van erőátadás, ha viszont a kosár forgásiránya megváltozna, és az óramutató járásával megegyezően hajtana, az erőátadás lehetetlenné válna.

Ha a féltengelyek például kanyarban, különböző sebességgel forognak, akkor a két ékpálya koszorú egymáshoz viszonyított helyzete is állandóan változik, és előállhat olyan helyzet, amikor a csúszótagok képtelenek erőátadásra, Ennek elkerülésére kétféle módszert alkalmaznak:

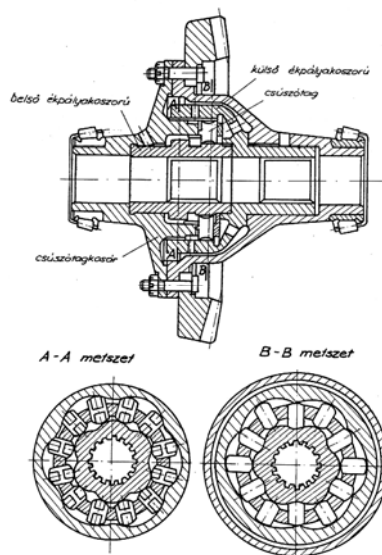
- Két egymáshoz viszonyítva eltolt csúszótagsort alkalmaznak. A két csúszótagsort egymáshoz képest az ékpálya felső és alsó pontja közti távolság felével tolják el, továbbá a belső ékpálya koszorút az egyik csúszótagsor alatt egy fél osztással el kell fordítani az alappályához viszonyítva, ahogy ezt az 5. 24 ábra mutatja.



5. 24 ábra Eltolt csúszótagsorok és ékpálya koszorúk

A második csúszótagsor és a hozzá tartozó belső ékpálya koszorú szaggatott vonallal van jelölve az ábrán. Így egyidejűleg, csak az egyik csúszótagsor vehet fel nyomatóktovábbításra alkalmatlan helyzetet

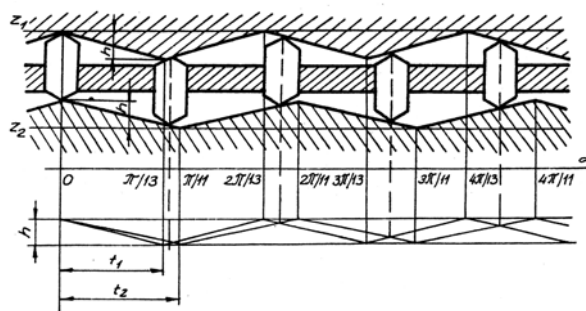
Ilyen megoldású differenciálmű látható az 5. 25 ábrán. Ennél két csúszótagsort, valamint egy külső és két belső ékpálya koszorút alkalmaztak.



5. 25 ábra Ékpályás differenciálmű két csúszótagsorral, egy külső és két belső ékpálya koszorúval

- Egymástól eltérő osztású belső és külső ékpálya koszorú alkalmazása. Itt a csúszótárgok ékpályához viszonyított helyzete nem egyforma. Egyidejűleg mindig lesznek olyan csúszótárgok, melyek képtelenek nyomatóktovábbítására, és olyanok, melyek át tudnak vinni nyomatóktot. Természetesen a fentiek, hátramenet esetén is érvényesek.

A radiális csúszótárgos differenciálmű ékpályáinak profilja elvileg archimedesi spirális, melynél a profilt leíró görbe sugár irányú növekménye arányos az ékpálya koszorú elfordulási szögével. Ha a profilt az ékpálya illetve a féltengely elfordulási szögén kifejtjük, egyenes vonalat kapunk. Az 5. 26. ábrán a kifejtett ékpályák vázlata látható a csúszótárgokkal együtt.



5. 26 ábra Síkba fejtett, eltérő osztású ékpályák vázlata

A  $z_1$  hullámprofil számú külső ékpálya koszorú a baloldali féltengelyhez, míg a  $z_2$  hullámprofil számú belső ékpálya koszorú pedig a jobboldali féltengelyhez van rögzítve. A külső ékpálya koszorún a hullámprofilok száma  $z_1=13$ , míg a belső ékpálya koszorún a hullámprofilok száma  $z_2=11$ . Ezzel a profilosztás a

külső ékpálya koszorún  $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{z_1} = \frac{2 \cdot \pi}{13}$  és a belső ékpálya koszorún

$$t_2 = \frac{2 \cdot \pi}{z_2} = \frac{2 \cdot \pi}{11}.$$

A  $t_1$  és a  $t_2$  profilosztások a vízszintes tengelyre vannak felmérve, míg az ékpálya profilok  $h$  magassága a függőleges tengelyre van felmérve. Az 5. 26 ábrán a baloldali első csúszótag van a legmagasabb helyzetben, csúcspontjainál van az **1** indexű ékpálya koszorú legmélyebb, és a **2** indexű ékpálya koszorú legmagasabb pontja. Innen van számítva az  $\alpha$  elfordulási szög is. A többi csúszótag távolságát meghatározza az a feltétel, hogy a csúszótagok hosszúsága egyenlő.

A csúszótagok helyét az ékpálya-profilok metszéspontjai jelölik ki. Ezek a pontok egymástól egyenlő távolságra helyezkednek el, vagyis a csúszótagok távolsága egyenlő.

A csúszótagok száma:  $z_3 = z_1 + z_2$ , illetve ennek egész számmal osztott hányado-

sa lehet, például  $z_3 = \frac{z_1 + z_2}{2}$ , esetleg  $z_3 = \frac{z_1 + z_2}{3}$ .

Az 5. 26 ábrán vázolt esetben a csúszótagok lehetséges száma:

$$z_3 = z_1 + z_2 = 13 + 11 = 24, \text{ vagy } z_3 = \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{13 + 11}{2} = 12,$$

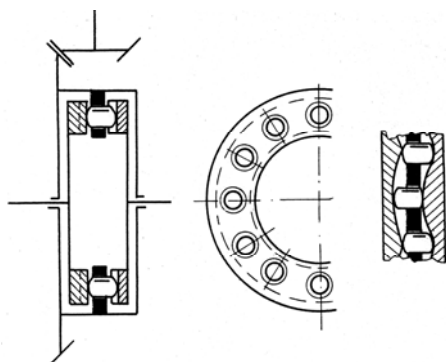
$$\text{vagy } z_3 = \frac{z_1 + z_2}{3} = \frac{13 + 11}{3} = 8 \text{ lehet.}$$

Az ékpályás differenciálművek önzárási tényezője  $K$  az ékpályák profilszögétől  $\alpha_1$  és  $\alpha_2$  valamint a súrlódási szög  $\rho$  értékétől függ. A súrlódási szög értéke acélnak, acélon való súrlódása esetén. Ha  $\alpha = \rho$ , akkor  $K = 1$ , azaz a differenciálmű teljesen önzáró.

Teljesen önzáró differenciálműnél mindig a lassabban forgó tengely adja át a teljes nyomatékot. A csökkent tapadóerejű kerék nem pöröghet fel, kanyarban, azonban külső erő hatására gyorsabban foroghat, mint a belső kerék.

A legkisebb önzárási tényező  $K=0,3 \div 0,4$  körüli értéke  $\alpha_1 = 13^\circ \div 15^\circ$ , és  $\alpha_2 = 26^\circ \div 30^\circ$  profilszögek esetén érhető el.

Az 5. 27 ábrán axiális csúszótagokkal ellátott ékpályás differenciálmű kinematikai vázolata látható. Működési elve megegyezik a radiális csúszótagos differenciálműével.



5. 27 ábra Axiális csuszótagokkal ellátott ékpályás differenciálmű

Az ékpályás önzáró differenciálművek hátránya, hogy csak addig működnek kifogástalanul, míg a csuszótagok és az ékpályák meg nem kopnak. A fellépő nagy erőhatások miatt a kopások viszonylag hamar bekövetkeznek, így az ékpályás differenciálművek élettartama rövidebb, mint a csigakerekes vagy a fogaskerekes differenciálműveké.

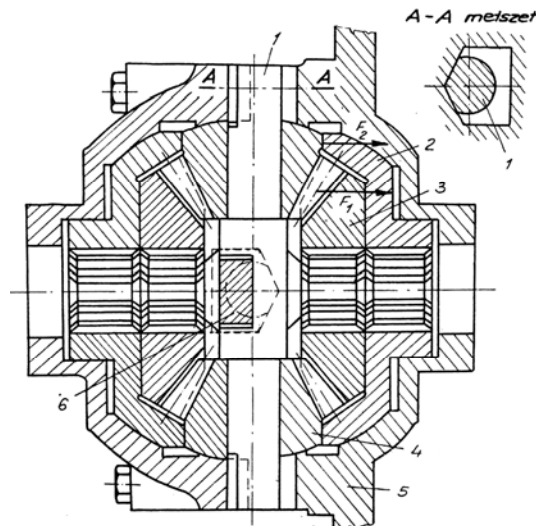
Az alábbi táblázat összefoglalja a belső súrlódás nélküli, a belső súrlódással rendelkező, valamint a  $K=1$  önzárási tényezővel rendelkező ékpályás önzáró differenciálművek viselkedését különféle üzemviszonyok esetén.

A gépjárművek üzemviszonyai:	Belső súrlódástól mentes differenciálművek	Belső súrlódással rendelkező differenciálművek	Önzáró, $K=1$ önzárási tényezőjű ékpályás differenciálművek
<b>Egyenes menet</b>	Mindkét féltengelyen azonos nyomaték	Mindkét féltengelyen azonos nyomaték	Mindkét féltengelyen azonos nyomaték
<b>Ívmenet</b>	Mindkét féltengelyen azonos nyomaték	A belső íven futó keréken nagyobb, a külső íven futó keréken kisebb nyomaték	Csak a belső íven futó keréken van nyomaték, a külső íven futó keréken nincs.
<b>Az egyik kerék túlpörög</b>	Mindkét féltengelyen a kisebb tapadásnak megfelelő azonos nyomaték. A túlpörögő kerék fordulata nagyobb lehet, mint a differenciálmű-ház fordulata.	A túlpörögő keréken a csuszósúrlódásnak megfelelő nyomaték, a másik keréken a belső súrlódás nyomatékával $M_r$ értékével nagyobb nyomaték. A túlpörögő kerék itt is gyorsabban foroghat, mint a differenciálmű-ház.	Egy kerék magában nem tud túlpörögni, bármennyire is lecsökken a tapadása. Mindkét kerék vesz fel nyomatékot, legfeljebb az egyik a tapadás csökkenése miatt korlátozott nagyságút. A motor nyomatékának túlzott növelése esetén mindkét kerék egyszerre pörög túl.
<b>Felbakolt gépjárműnél, szabadon elforduló kerekeknél</b>	Az egyik féltengely, egészen kis fékező nyomatékkal megállítható. Ekkor a másik féltengely a differenciálmű-ház fordulatszámának kétszeresével forog	Az egyik kerék csak úgy állítható meg, ha a belső súrlódásának megfelelő nyomatékkal fékezzük, a másik kerék akkor a differenciálmű-ház szögsebességének kétszeresével forog	Egyik kerék sem állítható meg külön. A differenciálmű házára kifejtett motornyomatékkal egyenlő nyomatékkal fékezve az egyik kereket, a másik kerék is megáll a motorral együtt

#### 5.4. Növelt belső súrlódású differenciálművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

Terepjáró gépjárművek üzemeltetése során tapasztalták, hogy a féltengelyekkel meghajtott kerekek tapadási tényezőinek viszonya legfeljebb  $\varphi = 3 \div 4$  közötti értékű lehet. Ezért feleslegesek a csigakerekes, vagy nagy önzárási tényezőjű ékpályás differenciálművek alkalmazása. Sokkal kedvezőbbek a közepes önzárási tényezőjű szerkezetek, amelyeknél  $K=0,5 \div 0,6$  közötti az önzárási tényező értéke. Ezek alkalmazása esetén jelentősen javul a gépjármű terepjáró képessége, és alig csökken a kormányozhatósága.

A növelt belső súrlódású differenciálművet az egyszerű szimmetrikus kúpkeres differenciálműből fejlesztették ki. A belső súrlódás nagyságának növelésére a féltengelyekhez rögzített napkerekek és a differenciálmű ház közé kúpos vagy tárcsás súrlódó betéteket helyeztek, ahogy ez az 5. 28. ábrán látható.



5. 28 ábra Növelt belső súrlódású differenciálmű kúpos súrlódó tárcsával

A növelt belső súrlódású kúpos súrlódó betéttel ellátott differenciálmű szerkezete és működése a következő:

A bolygókerék csapjául szolgáló tengelykeresztet két egymásra merőleges **1** és **6** tengely helyettesíti. A tengelyek egymáshoz viszonyítva néhány fokkal el tudnak fordulni. Az ék alakúra kialakított tengelyvégek az **5** differenciálmű-ház ugyancsak ék alakú nyílásaiban helyezkednek el, ahogy ez az 5. 28 ábra A-A metszetén is látható. Az ugyanazon tengelyen levő ékek iránya azonos. A két félből álló, a bolygókerék csapjául szolgáló tengely ékeinek egymáshoz viszonyított, iránya azonban ellentétes. Az ék alakú nyílások lehetővé teszik a bolygókerék tengelyeinek a differenciálmű-házhoz viszonyított elmozdulását a forgás síkjában és ez utóbbira merőlegesen axiális irányban. Az 5. 28. ábrán lát-

ható differenciálműnél a **2** jelű kúpos súrlódó betétek, belső homlokfelülete a **4** jelű bolygókerekek hengeres felületével, külső kúpos része pedig a differenciálmű-ház kúpos felületével érintkezik. A kúpos súrlódó betétek a **3** jelű napkerekekhez hasonlóan bordás kötéssel illeszkednek a féltengelyekhez.

Fordulásnál vagy az egyik kerék túlpörgésnél, a bolygókerekek legördülésekor keletkező axiális erők, a kúpos súrlódó betéteket a differenciálmű-házhoz szorítják, növelve ezzel a lassabban forgó féltengelynek átadott nyomatékot.

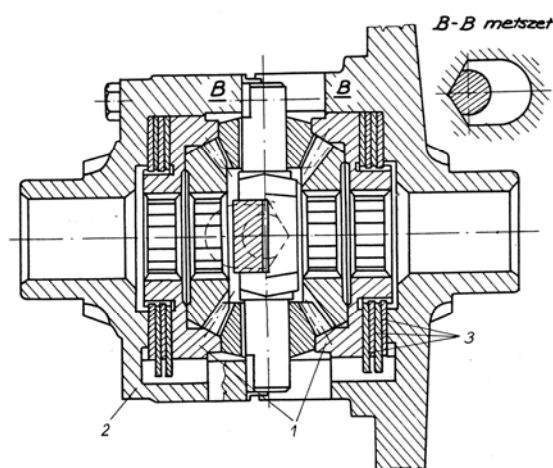
A súrlódást előidéző axiális erő két komponensből tevődik össze:

- a kúpkerek hajtás következtében fellépő  $F_1$  axiális erőből,
- az ék alakú tengelyvég axiális irányú elmozdulása következtében fellépő  $F_2$  axiális erőből, amely a bolygókerék hengeres részén keresztül adódik át a kúpos súrlódó betétnek.

A súrlódó betétek félkúpszögét  $30^\circ \div 60^\circ$  között választva az önzárási tényező értéke  $K = 0,5 \div 0,6$  között van,

A súrlódási félkúpszög  $20^\circ$ -nál kisebb nem lehet, mert ekkor fennáll a beékelődés veszélye és a differenciálmű teljesen önzáró lesz.

Az 5. 29 ábrán látható megoldásnál a kúpos súrlódó betét helyett többtárcsás, lamellás tengelykapcsolót építettek be.

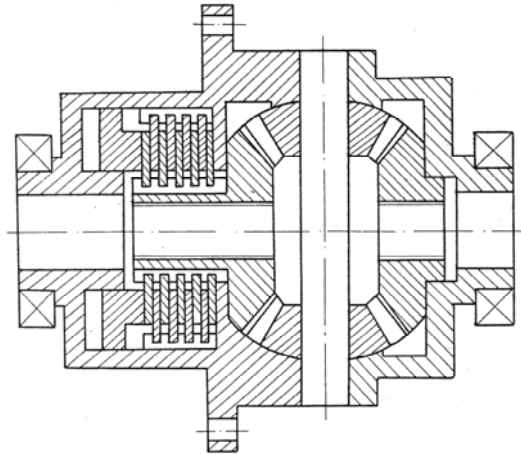


5. 29 ábra Növelt belső súrlódású differenciálmű súrlódó tárcsával

Az **1** jelű nyomólapok, melyeknek külső palástfelülete bordázott, ennél is bordás aggyal kapcsolódnak a féltengelyekhez. A **2** jelű differenciálmű-ház belül szintén bordázott. A kétoldali nyomólapok és a differenciálmű-ház között mind a két oldalon a **3** jelű súrlódó tárcsák vannak elhelyezve, amelyek váltakozva kapcsos-

lódhatnak a külső illetve a belső bordázat segítségével a házhoz illetve a nyomólapokhoz. A súrlódó tárcsákon az egyik kerék túlpörgéskor, hasonlóan a kúpos súrlódó tárcsás differenciálművekhez, az axiális erők hatására nagy súrlódó erők keletkeznek, ami megnöveli a differenciálmű belső súrlódási nyomatékát. Ezzel biztosítják, hogy a lassabban forgó tengelyre jusson a nagyobb nyomaték.

Hasonló elven működő különleges differenciálzár elvi vázlata látható az 5. 30 ábrán.



5. 30. ábra Vezérelhető differenciálzár

Ennél a differenciálműnél a differenciálzár egy kívülről vezérelhető olajnyomással működtethető, többtárcsás tengelykapcsoló. A többtárcsás, lamellás tengelykapcsolóval lehet összekapcsolni, illetve szétkapcsolni mechanikusan, a baloldali féltengelyt a differenciálmű-házzal. Előnye az ugyancsak kívülről kapcsolható körmos differenciálzárral szemben, hogy bizonyos nyomaték felett megsűszik, így nem lesznek káros következmények, kerékcúsúsás, fokozott gumiabroncs kopás, kormányzási problémák, esetleg törések, ha a gépjármű vezetője, szilárd burkolatú útra érve, elfelejti oldani a differenciálzárát.

### Összefoglaló kérdések:

- ✓ A differenciálművek feladata, a kúpkerekes differenciálmű szerkezete, működése, alkalmazási területei. A kúpkerekes differenciálművek féltengelyének szögsebesség viszonyai egyenes menetben, illetve kanyarban. A féltengelyek szögsebesség viszonyai az egyik kerék túlpörgése esetén, illetve, ha a tengelykapcsoló ház áll.
- ✓ A kúpkerekes differenciálmű nyomaték- és teljesítmény viszonyai belső súrlódásmentes esetben, illetve a belső súrlódás figyelembe vételével.
- ✓ A homlokkerekes differenciálművek szerkezete, működése, fordulatszám viszonyai.



## 6. Osztóművek, végajtások.

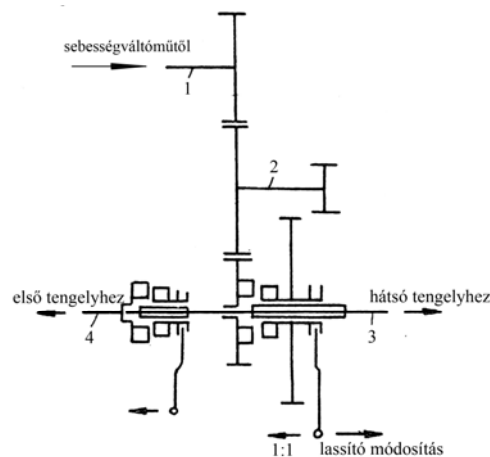
Terepjáró gépjárműveknél, a terepjáró képesség fokozása érdekében, a sebességváltóból kijövő nyomatékokat két vagy három tengelyre kell elosztani. Ugyan ez a helyzet, a ma egyre gyakoribb nagy motorteljesítményű személygépkocsiknál is, melyeknél a fűvott gumiabroncs és az útburkolat között ébredő vonóerők (kerületi erők) határt szab, a burkolat és a fűvott gumiabroncs között ébredő maximális tapadó súrlódás. Ebben az esetben is a vonóerők, vagyis a sebességváltóból kijövő nyomatéknak, négy kerékre, illetve két tengelyre való elosztása biztosíthatja a megnövekedett vonóerő, túlpörgéstől mentes átvitelét a burkolatra. Intenzív gyorsítás esetén a hajtott kerekek túlpörgetésekor a nem kívánatos mértékű gumiabroncskopáson túl, a gépjármű menetstabilitása, iránystabilitása is ugrásszerűen leromlik.

A nyomaték ill. a teljesítmény elosztása történhet egyszerű fogaskerék hajtással vagy differenciálművel. A fogaskerékajtás kinematikailag merev, a differenciálmű pedig rugalmas kapcsolatot biztosít.

### 6.1. Osztóművek

#### 6.1.1. Fogaskerekes osztóművek

A fogaskerekes osztóművek kinematikai merevségük miatt csak a tengelyek közötti egyenlő nyomatékosztásra használhatók. A 6. 1. ábrán látható egy fogaskerekes osztómű kinematikai vázlat.



6.1 ábra Fogaskerekes kétfokozatú osztómű

A 6. 1 ábrán vázolt osztómű sebességváltóként is működik. A 3 jelű tengely bordázott részén elcsúsztatható fogaskereket balra tolva, az eddig a tengelyen, szabadon elforduló kisebb méretű fogaskereket, mechanikusan, körmös kapcsolóval

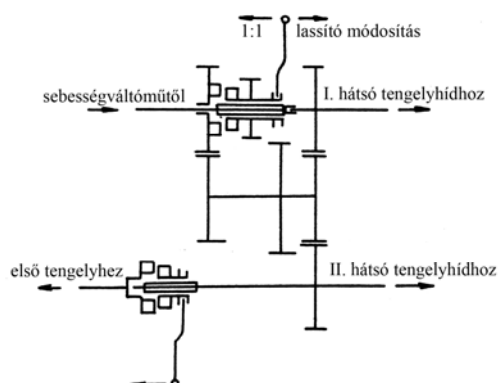
a 3 jelű tengelyhez kapcsolja. Mivel a kisebb méretű fogaskerék osztókör átmérője azonos a sebességváltómű által meghajtott fogaskerék osztókör átmérőjével az osztómű csak kettéosztja a nyomatékot, belső módosítása nincs.

A 3 jelű tengely bordázott részén elcsúsztatható fogaskereket jobbra tolva kapcsolódik a 2 jelű közbenső tengely kis osztókör átmérőjű kerekével és ezzel jelentős lassító módosítással, hajtja a 3 és a 4 jelű tengelyt.

Mivel kanyarban a már megismert okokból a belső íven haladó kerekek kisebb utat tesznek meg, mint a külső íven haladó kerekek, ezért az első- illetve a hátsó féltengely párok közé terepjáróknál differenciálzárral is ellátott differenciálműveket építenek.

A 6. 1 ábrán látható kinematikai vázlaton az első tengely meghajtása egy közbeiktatott körmös kapcsoló segítségével kikapcsolható.

A 6. 2 ábrán egy háromtengelyes összkerékajtású gépjármű kétsebességes osztóművének a kinematikai vázlata látható.

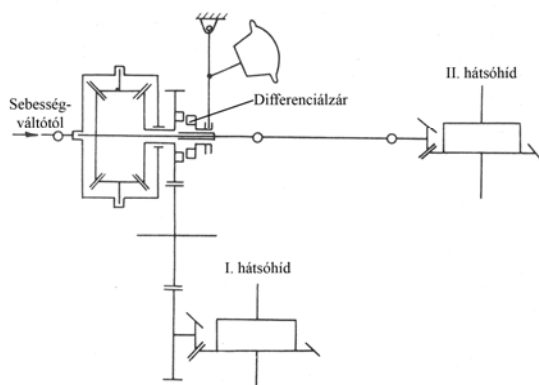


6. 2 ábra Háromtengelyes, összkerékajtású gépjármű kétfokozatú osztóműve

Az első tengely hajtása ennél a megoldásnál is egy körmös kapcsoló segítségével kikapcsolható.

### 6.1.2. Differenciálműves osztóművek

Összkerékajtású gépjárművek tengelyei közé gyakran differenciálművet építenek be, melynek célja a kanyarodó jármű kerekeinek, illetve tengelyeinek eltérő forgási sebessége miatti túlterhelések elkerülése. Ha a tengelyterhelések közel egyenlők, szimmetrikus differenciálművet építenek be. A 6. 3 ábrán egy háromtengelyes tehergépkocsi két hátsóhídja között elhelyezett szimmetrikus differenciálmű kinematikai vázlata látható. Ez a nyomatékelosztó differenciálmű kiegyenlíti a két hajtott tengely fordulatszám különbségeit, valamint osztja a nyomatékot a két hátsóid között.



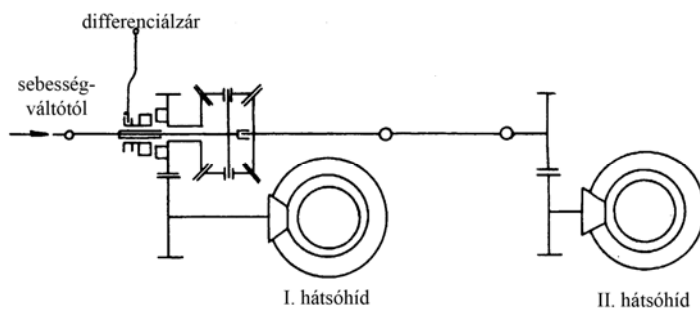
6. 3 ábra Háromtengelyes tehergépkocsi két hátsóhídja között elhelyezett szimmetrikus differenciálmű

A sebességváltóműtől jövő hajtónyomaték hajtja meg a differenciálmű-házat, melyben a bolygókerekek, átadják a nyomatékot a napkerekeknek. A baloldali napkerék az átmenő tengelyhez van rögzítve. Az átmenő tengely a II. hátsóhíd haránthajtóművét, s rajta keresztül a differenciálművét hatja meg.

A jobboldali napkerék homlokfogaskerékkel van egybeépítve, és egy közbenső homlokfogazású keréken keresztül hajtja meg az I. hátsóhíd haránthajtóművét, s rajta keresztül a differenciálművét. Mindkét hátsóhídba differenciálzárral ellátott normál szimmetrikus differenciálmű van beépítve.

A két hátsó tengelyhíd hajtás, egy pneumatikus munkahengerrel, vagy membrán munkahengerrel működtetett differenciálzárral, közvetlenül összekapcsolható. Ez megakadályozza a bolygókerekek legördülését, és merev összeköttetést létesít a két tengelyhíd között. Erre a differenciálzárakra azért van szükség, mert a nyomatékelosztó differenciálmű hátránya, hogy már egy hajtott kerék megcsúszása esetén sem képes a másik három kerék nagyobb nyomatékot kifejteni, ezért síkos úton vagy terepjárásnál nélkülözhetetlen.

A 6 4 ábrán a nyomatékelosztó differenciálművel és differenciálzárral ellátott tandem elrendezésű hátsó ikerhíd hajtás kinematikai vázlatja látható.



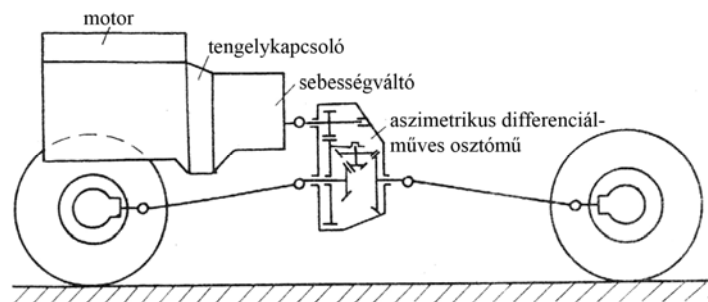
6. 4 ábra Tandem elrendezésű hátsó ikerhíd hajtás kinematikai vázlatja

Működése megegyezik a 6. 3 ábrán vázolt megoldással. A különbség annyi, hogy itt a bolygókerék nem a differenciálmű-házban rögzített csapokra vannak szerelve, hanem a hajtótengely közvetlenül hajtja meg a bolygókerék keresztcsapját.

### 6.1.2.1. Aszimmetrikus differenciálművek

Abban az esetben, mikor a hajtott kerekek, illetve tengelyek terhelései üzemszerűen is, jelentősen eltérnek egymástól, akkor aszimmetrikus differenciálműves osztóművekkel osztják szét a nyomatékot a hajtott tengelyek között. Mivel a kereken kifejthető kerületi erők arányos a kerekek, illetve a tengelyek terhelésével, a nagyobb terhelésű hátsó tengelyre, az aszimmetrikus differenciálműves osztóművek alkalmazásával, nagyobb nyomaték adható át, mint a kisebb terhelésű első tengelyekre.

Aszimmetrikus differenciálműves osztóműveket alkalmaznak például az összkerék-hajtású terepjáróknál a nyomatékok arányos szétosztására, mivel ezeknél többnyire nagy az eltérés a kormányzott első kerekek tengelyének, és a hátsótengelynek a terhelései között. Egy aszimmetrikus differenciálműves osztómű beépítésének kinematikai vázlatát lázható a 6. 5 ábrán.



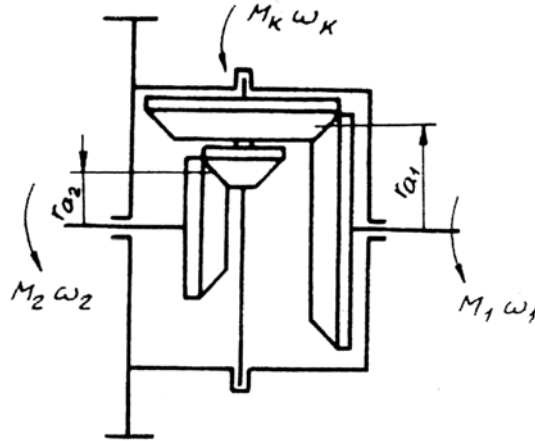
6. 5 ábra Aszimmetrikus differenciálműves osztómű beépítése

A 6. 5 ábrán vázolt összkerék-hajtású gépjárműnél kormányzott első kerekekre, azaz az első tengelyre jutó kisebb terhelést  $G_{\text{első}}$ -el, a hátsó kerekekre, azaz a hátsó tengelyre jutó nagyobb terhelést  $G_{\text{hátsó}}$ -vel jelölve, a nyomatékok elosztásának aránya is a két tengely terhelésének arányában történik.

$$\frac{G_{\text{első}}}{G_{\text{hátsó}}} = \frac{M_{\text{első}}}{M_{\text{hátsó}}}$$

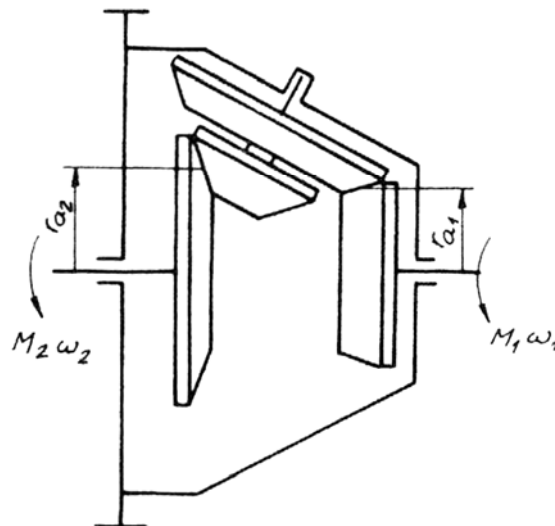
Az aszimmetrikus differenciálműves osztóművek szerkezete és alapvető konstrukciós megoldásai a következők:

- A 6. 6 ábrán látható megoldásnál a kettős bolygókerekek tengelye a féltengelyre merőleges. A féltengelyek nyomatékának aránya közvetlenül leolvasható a féltengelyek kúpkerék fogszámainak, vagy a kúpkerékek átmérőinek a viszonyából.



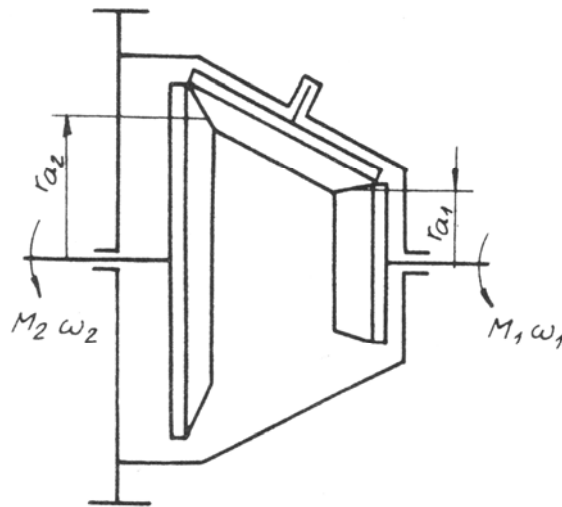
6. 6 ábra Aszimmetrikus differenciálműves osztómű kettős bolygókerekeinek tengelye a féltengelyekre merőleges

- A 6. 7 ábrán a kettős bolygókerekek tengelye a féltengelyhez képest ferdén van elhelyezve. A féltengelyek nyomatékának aránya közvetlenül leolvasható a féltengelyeken lévő napkerékek átmérőinek viszonyából.



6. 7 ábra Aszimmetrikus differenciálműves osztómű kettős bolygókerekeinek tengelye a féltengelyekhez képest ferdén van elhelyezve

- A 6. 8 ábrán a leggyakrabban alkalmazott aszimmetrikus differenciálműves osztómű látható, a féltengelyekhez képest ferdén elhelyezett bolygókerék-tengellyel.



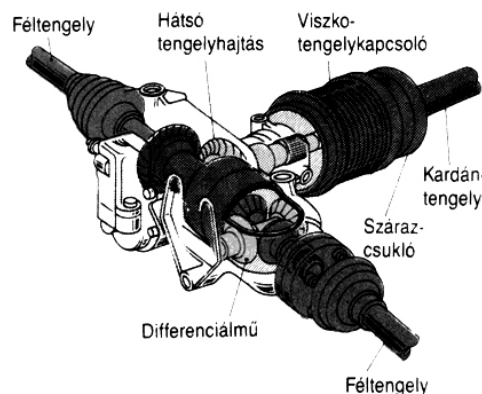
6. 8 ábra Aszimmetrikus differenciálműves osztómű bolygókerékének tengelye a féltengelyekhez képest ferdén van elhelyezve

Az aszimmetrikus differenciálműves osztóművek féltengelyei a jármű egyenes menetében, ha a hajtókerék átmérők azonosak, egyenlő fordulatszámmal forognak, azonban eltérő nyomatékot visznek át.

### 6.1.3. A viszko tengelykapcsolók alkalmazása osztóműként az összkerék hajtásoknál

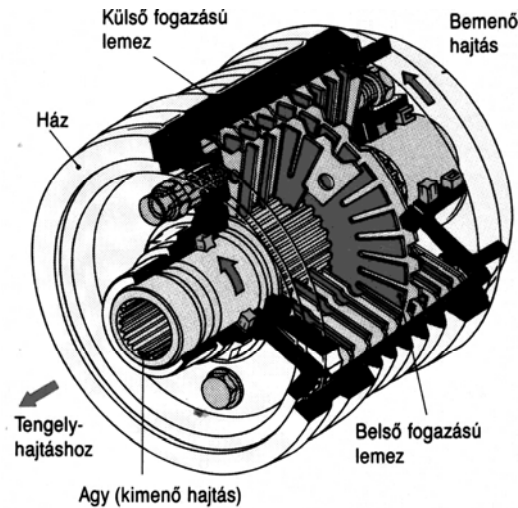
A viszko tengelykapcsoló, mint osztómű feladata a különféle menetviszonyok esetén az első és a hátsó tengelyek, esetleg hátsó ikertengelyek fordulatszám különbségét, valamint az aktuális tapadó súrlódásnak megfelelően elosztani a nyomatékot az első és a hátsó tengelyek között.

A 6. 9 ábrán a viszko tengelykapcsoló egy lehetséges beépítését mutatja osztóműként. Itt a viszko kapcsoló a kardántengely és a hátsó tengelyhajtás közé van beépítve.



6. 9 ábra Viszko tengelykapcsoló mint osztómű

A viszko tengelykapcsoló legfontosabb részei ház, az agy, a töltő folyadék, a furatos külső fogazású lemezek (lamellák) és a radiális irányban felhasított belső fogazású lemezek (lamellák). A külső fogazású lamellák a ház bordázatához, a belső fogazású lamellák az agy bordázatához csatlakoznak, ahogy ez a 6. 10 ábrán látható.



7. 10 ábra Viszko tengelykapcsoló

Abban az esetben, mikor az első és a hátsó tengelyeken lévő kerekek fordulatszám között nincs lényeges különbség, akkor a lamellák, a közöttük lévő töltőfolyadék kis nyírófeszültségét legyőzve, egymáshoz képest elforognak. Abban az esetben, mikor a tengelyek, illetve a kerekek közötti fordulatszám különbség nagy, a lamellák közötti töltőfolyadékban ébredő nyíró feszültség a kerületi sebesség különbséggel arányosan megnövekszik. Az arányossági tényező az adott töltőfolyadék kinematikai viszkozitása.

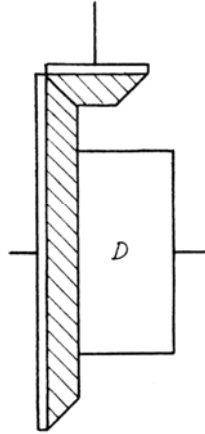
Vagyis  $\tau = \mu \cdot \frac{\Delta v}{\Delta x}$  ahol  $\tau$  a töltőfolyadékban ébredő nyíró feszültség,  $\mu$  a kinematikai viszkozitás,  $\Delta v$  a lamellák kerületi sebességének a különbsége a súlyponti körön mérve,  $\Delta x$  a lamellák közötti folyadékfilm vastagsága.

Ez azt jelenti, hogy a fordulatszám különbség növekedésével a viszko tengelykapcsoló egyre nagyobb nyomatékot visz át, ezért a jobban tapadó, kisebb fordulatszámú tengelyre, a fordulatszám különbség növekedésével egyre nagyobb nyomaték jut.

## 6.2. A véghajtások szerkezete, működése, konstrukciós változatai.

A differenciálművet hajtó állandó fogaskerék módosítást, vagy csigahajtóművet szokták véghajtásnak is nevezni, de véghajtásnak nevezik a nehéz tehergépjárművek és vontatók futóművénél beépített oldalhajtóműveket is.

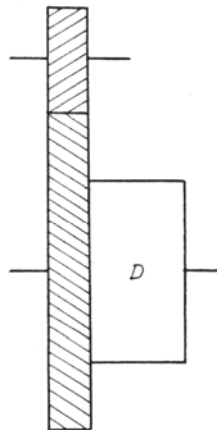
A véghajtásokat homlokkerékpár, vagy kúpkerék és tányérkerék kapcsolat, vagy ritkábban csiga, csigakerék kapcsolattal oldják meg. A 6. 11 ábrán egy kúpkerékes véghajtómű látható, melyet általában a differenciálművekkel azonos házba szoktak beépíteni.



6. 11 ábra Differenciálművel egybe épített kúpkerékes véghajtás

A kúpkerékes véghajtásokat, szokták haránt hajtóműveknek is nevezni, többségében akkor alkalmazzák, mikor a hajtó motor fő tengelye a gépjármű hossztengegyébe esik, vagy azzal párhuzamos. A haránthajtómű ezekben az esetekben a hossztengegy irányú kardántengelyre merőleges irányban továbbítja a nyomatékot a féltengelyekre.

A 6. 12 ábrán homlokkerekes véghajtás látható.

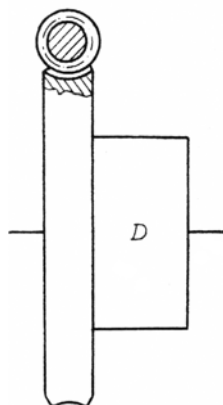


6. 12 ábra Homlokkerekes véghajtás

Homlokkerekes véghajtóműveket abban az esetben alkalmaznak, amikor a motor fő tengelye a gépkocsi tengelyeivel párhuzamos. A homlok fogaskerékpár többnyire ferde fogazással készül, mely nagyobb kapcsolási számával egyenletesebb nyomaték átvitelt és kisebb zajú működést biztosít.

A 6. 13 ábrán egy csiga-csigakerékes véghajtómű látható.





6. 13 ábra Csiga-csigakerekes véghajtómű

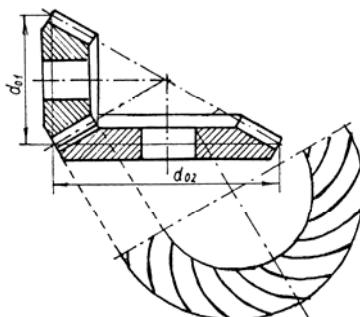
### 6.2.1. Haránthajtóművek szerkezete, működése, konstrukciós változatai

A legtöbb gépjárműben a hajtó motort úgy helyezik el, hogy főtengelye merőleges a hajtott tengelyre, vagy tengelyekre. Ezért a hajtást a differenciálmű előtt  $90^\circ$ -kal el kell fordítani. Erre szolgálnak a kúpkerekes vagy csigakerekes haránthajtóművek, melyeket többnyire egybeépítenek a differenciálművekkel.

A kúpkerek hajtású haránthajtóműveknél gyakran ívelt fogazású kúp és tányérkereket alkalmaznak, mivel járásuk zajtalanabb, kapcsolószámuk nagyobb és ezzel azonos nyomatékok átvitele esetén az ívelt fogazású kúpkerekek igénybevétele kisebb, mint az egyenes fogazású kúpkereké. További előnyük, hogy az ívelt fogazású kúpkerek legkisebb fogszáma négy is lehet, tehát egy kúpkerek, tányérkerékpárral igen nagy módosítások,  $i_h=7\div 7,5$ , is megvalósíthatók, egy fokozatban.

Az ívelt fogazások közül legjobban a Gleason fogazás terjedt el. A Gleason fogazógép körívfogazást állít elő. Ezzel az eljárással különösen a tányérkerék fogazása igen pontosan készíthető.

Lefejtő eljárással dolgozik a Klingelberg kúpkerek fogazógép is. A szerszám kúpos csigamaró, a fogív evolvens. A fog magassága egész hosszában azonos. 6. 14 ábrán egy Klingelberg fogazású kúpkerek- tányérkerék kapcsolat látható.

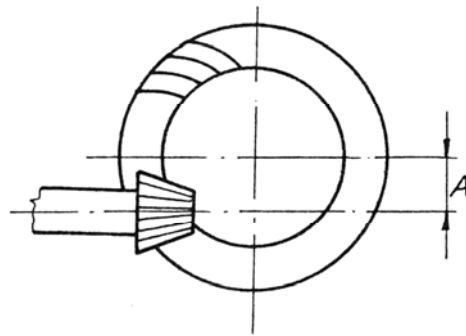


6. 14 Klingelberg fogazású haránthajtómű

A haránthajtóművek íves kúp- és tányérkerekeinek fogazására gyakran alkalmazzák az Öerlikon, vagy Spiromatic eljárást. Az Öerlikon eljárással készült kú-

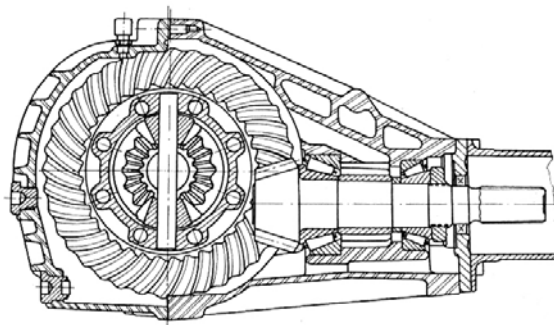
pos fogaskerékpárok fogmagassága a Klingelnberg fogazáshoz hasonlóan a fogak teljes hosszában állandó.

Ha kitérő tengelyek között kell nyomatékot átvinni, akkor hiperbolikus fogazású kúpkerék-tányérkerék kapcsolatot alkalmaznak. Gépjárműveknél előnyös, ha a kardántengely alacsonyan helyezkedik el, mert ezáltal csökkenthető a gépjármű plató, padló, illetve ezzel a gépjármű teljes magassága. A hiperbolikus ívelt fogazású kúpkerék fogazását hipoid fogazásnak illetve hipoid fogaskerekeknek is szokták nevezni. A nyomaték átvitel megoldását mutatja, kitérő, egymásra merőleges tengelyek között a 6. 15 ábra.



6. 15 ábra Egymásra merőleges kitérő tengelyek közötti hajtás hipoid fogazású kúpkerékkel

Hipoid fogazás Klingelnberg fogazó-gépeken is készíthető. A kerekek osztófelületei kúpok, a fogak a két keréken különböző fogferdeséggel helyezkednek el. A 6. 16 ábra a személygépkocsi hipoid fogazású haránthajtóművel ellátott differenciálművét mutatja.



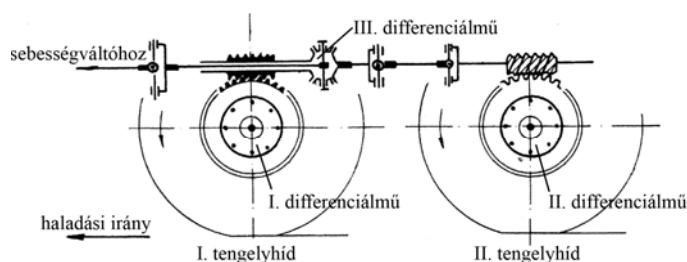
6. 16 ábra Hipoid fogazású haránthajtóműves differenciálmű

A hipoid fogazású haránthajtóművekkel megvalósítható legnagyobb módosítás  $i_d=6$ , a kúpkerék legkisebb fogszáma  $z_1=7\div 8$ . Az ívelt fogazások közül a hipoid hajtások járása a legcsendesebb. A hipoid hajtások kapcsolási száma kicsi, fogak kis felületen érintkeznek, ezért kenésükre speciális hipoid olajokat kell alkalmazni, amely biztosítja az állandó kenést a kapcsolódó fogfelületek között.

Az ívelt fogazású kúpkerék hajtások hatásfoka  $\eta = 0,93 \div 0,95$ . A hatásfok kedvezőbb hajtóüzemben, mikor a kúpkerék hajtja a tányérkereket, mint motorfék üzemben.

Személygépkocsiknál is, de különösen nagy tehergépjárműveknél, két tengelyhidas hajtásoknál, haránthajtóműként gyakran alkalmaznak csigahajtóműveket. A csigahajtóművek nagy lassító módosítást biztosítanak, a járásuk zajtalan, és a kardántengely egészen mélyen vezethető, ami elsősorban személygépkocsiknál kifejezetten előnyös.

A 6. 17 ábrán két tengelyhidas tehergépjármű csigás haránthajtóműves meghajtásának kinematikai vázlatja látható.



6. 17 ábra Két tengelyhidas tehergépjármű csigás haránthajtóműves meghajtás

A 6. 17 ábrán jól látható, hogy csigás haránthajtómű alkalmazása esetén, a két tengelyhíd hajtás, a egyetlen átmenő tengellyel megoldható. A 6. 17 ábrán látható megoldásnál, közbenső differenciálművet is alkalmaznak, amely a nyomatékot osztja el a két tengelyhíd között.

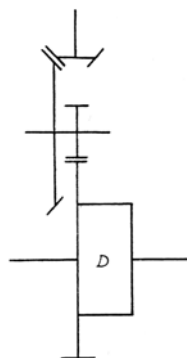
A csigahajtóművek drágábbak és a hatásfokuk is rosszabb, mint a homlokkerekes, vagy ívelt fogazású kúpkerékes haránthajtóművek. Mivel a csigahajtóműnek hajtó és motorfék üzemben is működni kell, a csigás haránthajtómű nem lehet önzáró, a csiga emelkedési szögének  $35 \div 45^\circ$  között kell lennie. A megfelelő nyomatékátadás miatt a csiga öt, gyakran hat, sőt hét bekezdésű is lehet.

A végajtóművek, menet közben, a gépjárművek különféle üzemi viszonyai között, haladáskor, gyorsításkor, hegyemenetben, vagy motorfék üzemben is intenzív igénybevételnek vannak kitéve. Legnagyobb igénybevételük az I. sebességfokozatban, hegyemenetben keletkezik, de a gyorsítások alkalmával és motorfékezéskor is nagy terhelések alatt dolgoznak.

Olyan járműveknél, elsősorban nehéz tehergépkocsiknál és autóbuszoknál, ahol a végajtóműnek nagy áttételt kell biztosítani, a differenciálmű-ház meghajtása kétfokozatú haránthajtóművel történik. Ilyen kétfokozatú haránthajtómű kinematikai vázlatja látható a 6. 18 ábrán, melynél a haránthajtómű módosítása

$$i_d = i_1 \cdot i_2$$

ahol  $i_1$  a kúpkerék-tányérkerék hajtás módosítása  
 $i_2$  a homlokkerék hajtás módosítása

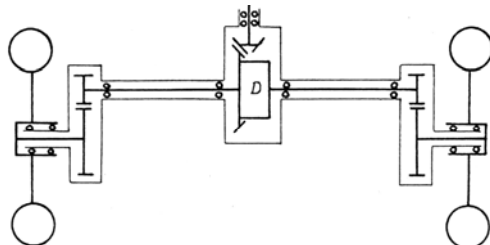


6. 18 ábra Kétfokozatú haránthajtómű

### 6.2.2. Oldalhajtóművek

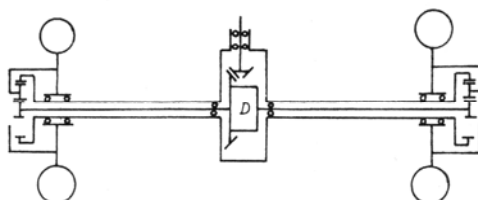
Nehéz gépjárműveknél és vontatóknál, ahol különösen nagy nyomatékokat kell átvinni a hajtott kerekre, egyre gyakrabban viszik ki az utolsó nyomatéknöveletet közvetlenül a kerekéig. E célból a hajtó féltengelyek külső vége nem közvetlenül, hanem egy lassító módosítást biztosító oldalhajtóművön keresztül csatlakozik a jármű kerekéhez. Ezzel a megoldással a differenciálművet és a féltengelyeket jelentősen tehermentesíteni lehet, és így ezek egyes szerkezeti részei lényegesen kisebb méretűek lehetnek.

A legegyszerűbb szerkezeti megoldásnál homlok-fogaskerékpárból álló oldalhajtóműveket alkalmaznak. Az oldalhajtómű elhelyezése céljából a híd két végén fogaskerék-szekrények vannak kialakítva. Egy homlok-fogaskerékpáros oldalhajtóműves konstrukció kinematikai vázlatát a 6. 19 ábrán látható.



6. 19 ábra Homlok-fogaskerékpáros oldalhajtómű

A nehéz gépjárműveknél szívesen alkalmaznak bolygóműves oldalhajtóművet, amely kis méretei, ellenére egy fokozatban nagy módosítást biztosít, miközben a hátsóhíd vonala sem törik meg. A 6. 19 ábrán kerékagyba épített bolygóműves oldalhajtómű kinematikai vázlatát, látható.

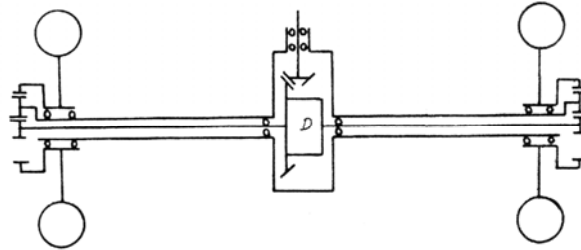


6. 20 ábra Bolygóműves oldalhajtómű a koszorúkerék rögzített

A 6. 20 ábrán látható oldalhajtóműnél a féltengelyeket a napkerekeket hajtják meg, amelyek a tengelyhídban elhelyezett álló koszorúkeréken való legördülésre

kényszerítik a bolygókerékeket. A jármű kereke a bolygókeréktartó karon keresztül kapja nagy lassító módosítással a hajtást.

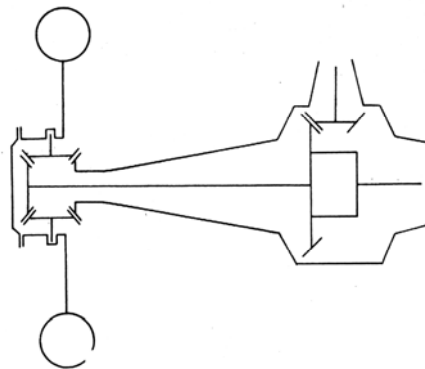
Hasonló megoldású bolygóműves oldalhajtómű kinematikai vázlata látható a 6. 21 ábrán, melynél szintén a féltengelyekre szerelt napkerekek adják át a hajtást.



6. 21 ábra Bolygóműves oldalhajtómű a bolygókerék-hajtókar rögzített

A hídhoz rögzített elem ennél a konstrukciónál a bolygókerékek tartókarja, a kerekek pedig a koszorúkerékkel forognak együtt.

A 6. 22 ábrán a kerékagyba épített kúpkerékes, bolygóműves oldalhajtómű kinematikai vázlata látható.

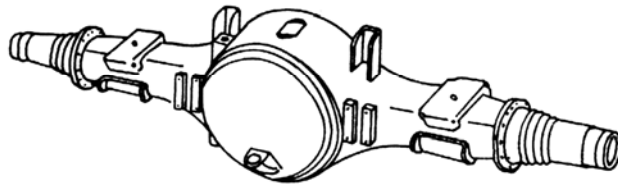


6. 22 ábra Kúpkerékes bolygóműves oldalhajtómű

A differenciálmű felől érkező hajtónyomaték a féltengelyen keresztül a külső napkerékre jut. Ez a bolygókerékeken keresztül hajtja a kerékagyat, melyben a bolygókerékek tengelyei vannak csapágyazva, miközben a bolygókerékek leforgódnak a belső, a tengelyhídhoz rögzített napkeréken. Az így létrehozott módosítás  $i_d=2$

### 6.2.3. Tengelyhidak

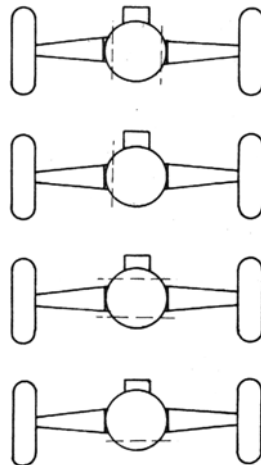
Gépjárműveknél, merev tengelyes kerék-felfüggesztés alkalmazása esetén a differenciálmű részei, a féltengelyek és azok csapágyazásai a tengelyhídba kerülnek beépítésre és azzal együtt szerkezeti egységet alkotnak. Ennek megfelelően a tengelyhíd középső része úgy van kialakítva, hogy ahhoz csatlakoztatható legyen a viszonylag nagyobb méretű differenciálmű, ahogy ez a 6. 23 ábrán látható.



6. 23 ábra Tengelyhíd differenciálművel

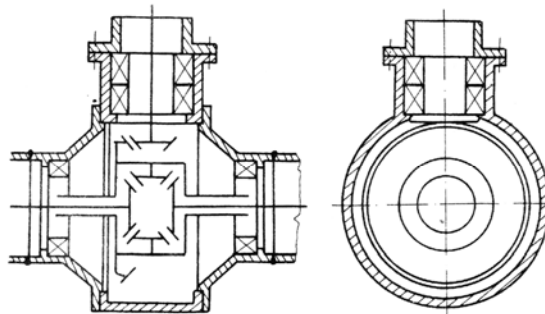
Nehéz tehergépjárművek, vontatók és autóbuszok tengelyhídjai sajtolt acéllémezből készülnek. A két vagy több darabból sajtolt acélhíd hegesztett acélszerkezet. A hídházra vannak hegesztve a rugótartó párnalemezek, valamint a híd alvázhoz történő rögzítésére szolgáló konzolok

A tengelyhidak a sajtolt, hegesztett kivitelén kívül készülhetnek acélöntvényből, temperöntvényből, sőt könnyűfémből is. A tengelyhidak a szerelés megkönnyítése érdekében általában több részből, osztott kivitelben készülnek. Az osztósíkok gyakorlatban előforduló elhelyezését szemlélteti a 6. 24 ábra.



6. 24 ábra Tengelyhidak osztósíkjainak elhelyezési változatai

A hajtó napkerekekkel párhuzamosan elhelyezett osztósíkokkal osztott, három részből álló tengelyhíd látható a 6. 25 ábrán.



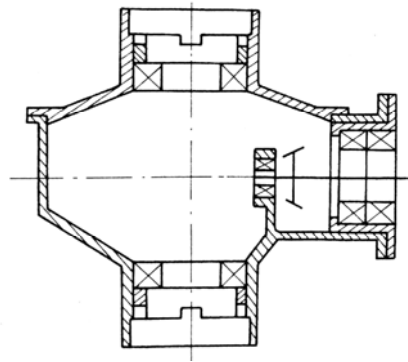
6. 25 ábra Három részből álló tengelyhíd

A középső, kiszélesedő részben helyezik el a differenciálművet. Ehhez a részhez csatlakozik a tányérkerék és a hozzá rögzített differenciálmű-ház csapágyháza,

illetve a két féltengely burkolását és csapágyazását is biztosító csőtoldatok, melyek külső végein a hajtott kerekeket csapágyazzák.

A differenciálmű kis zajú működése és élettartama szempontjából is nagyon fontos követelmény, hogy a meghajtó kúpkerék és a tányérkerék egymáshoz viszonyított helyzetét, a kúpkerékes hajtásra előírt méret és helyzet tűréseknek megfelelően gyártsák le, mivel nem megfelelő méret és helyzet pontosság esetén, a differenciálmű zajos és nagy kopások keletkeznek. Mindkét kúpkeréknek tengelyirányú állítási lehetőséget kell biztosítani. Ennek a legegyszerűbb módja, ha a hajtó kúpos fogaskerék benyúlásának mértékét, valamint a tányérkerék tengelyirányú helyzetét a csapágyaknál alkalmazott hézagoló alátétekkel lehet pontosan beállítani.

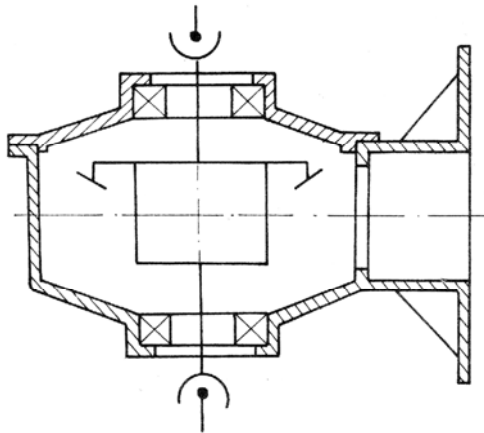
A 6. 26 ábrán olyan kétrészes tengelyhíd látható, melynél a hajtó kúpfogaskerék csapágyai hüvellyel együtt mozgathatók tengelyirányban.



6. 26 ábra Kétrészes tengelyhíd

A differenciálmű-ház, és vele együtt a tányérkerék csapágyainak a helyzete pedig menetes gyűrűk segítségével állíthatók.

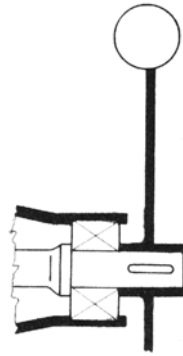
Független kerékfelfüggesztés esetén elmaradnak a csőtoldatok. A kerekeket hajtó féltengelyeket többnyire nem burkolják, ahogy ez a 6.27 ábrán látható.



6.27 ábra Független kerék-felfüggesztésű kerekek hajtása

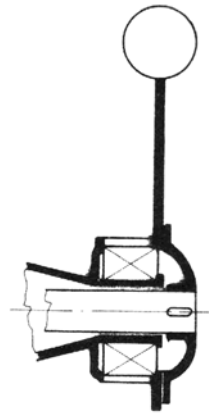
A féltengelyek hajtják meg a kerekeket. A kerekek csapágyazásának alapvetően három alaptípusa terjedt el, ezek a következők:

- A tehermentesítetlen féltengelyek. A féltengelyek a hajtó nyomaték átvitelén túl (csavaró igénybevétel) viselik a jármű súlyából származó erők, illetve fékezéskor, vagy gyorsításkor az ébredő tehetetlenségi erők hajlító igénybevételét is. A tehermentesítetlen féltengely csapágyazását szemlélteti a 6. 28 ábrán látható kinematikai vázlat.



6. 28 ábra Tehermentesítetlen kerékcsapágyazás

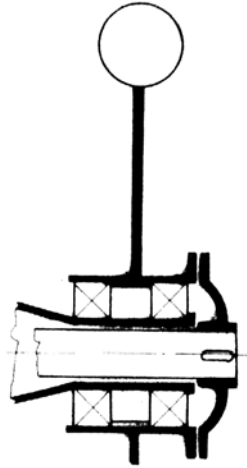
- A félig tehermentesített féltengelyek. A féltengelyek a hajtó nyomaték átvitelén túl (csavaró igénybevétel) viselik a jármű súlyából származó erők, illetve fékezéskor, vagy gyorsításkor az ébredő tehetetlenségi erők hajlító igénybevételének egy részét is. A fennmaradó rész a tengelyhidat terheli. A félig tehermentesítetlen féltengely csapágyazását szemlélteti a 6. 29 ábrán látható kinematikai vázlat.



6. 29 ábra Félig tehermentesített kerékcsapágyazás

- A tehermentesített féltengelyek. A féltengelyek csak a hajtó nyomaték átvitelére vannak igénybe véve (csavaró igénybevétel). A jármű súlyából származó erők, illetve fékezéskor, vagy gyorsításkor az ébredő tehetlenségi erők okozta hajlító igénybevételeket, kizárólag a tengelyhid viseli. A tehermentesített féltengely csapágyazását szemlélteti a 6. 30 ábrán látható kinematikai vázlat.





6. 30 ábra Tehermentesített kerékcsapágyazás

**Ellenőrző kérdések:**

**Irodalomjegyzék:**

Bohner-Gscheidle-Leyer-Pichler-Saier-Schmidt-Siegmayer-Zwickel:	Gépjárműszerkezetek
Nagy Lajos:	Gépjárműszerkezetek III.
Wilfried Staudt:	Gépjárműtechnika
Dr. Lévai Zoltán:	Gépjárműszerkezetek
Dr. Vida Emil:	Gépjárműszerkezetek
H.R. Etzold:	Peugeot 206
Szaller László- Zinner György:	Gépjárművek felépítése

: